



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HLUK ROVINNÝCH DESEK

FLAT PLATES NOISE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Josef Zlámal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Aleš Prokop, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: Ing. Josef Zlámal
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: Ing. Aleš Prokop, Ph.D.
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Hluk rovinných desek

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce zabývající se stanovením hlukových parametrů vibrujících tenkých rovinných desek, s použitím různých variant numerických simulací MKP. Hlavní náplní bude provedení numerických MKP výpočtů šíření zvukových vln od kmitající desky a jejich vzájemné srovnání s patřičným experimentem.

Cíle diplomové práce:

Rešerše zahrnující současný stav problematiky MKP výpočtů šíření zvuku.

Provedení několika variant MKP simulací šíření zvuku od vibrující rovinné desky, lišících se uspořádáním sítě a specifickými vlastnostmi jednotlivých typů prvků.

Provedení experimentu měření hluku desky mikrofonom nebo intenzitní sondou.

Porovnání výsledků za účelem nalezení shody výpočtu a měření a zhodnocení vlivu různých faktorů na nejistotu výsledků.

Seznam doporučené literatury:

LEISSA, Arthur W. Vibration of plates. Washington: Scientific and Technical Information Division, National Aeronautics and Space Administration, 1993, 353 p.

BLEVINS, Robert D. Formulas for natural frequency and mode shape. New York: Van Nostrand Reinhold Co, 1979, 492 p. ISBN 0442207107.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce shrnuje poznatky a výsledky studia zaměřeného na šíření hluku vibrujících rovinných desek. Podstatná část této práce je věnována měření hluku rovinných desek v bezdozvukové komoře a jeho následné zpracování a vyhodnocení. Další část práce se zabývá MKP akustickou simulací a porovnáním výsledků s měřením hluku.

KLÍČOVÁ SLOVA

Akustika, hluk, hluk rovinných desek, měření hluku, bezdozvuková komora, metoda konečných prvků (MKP), hladina akustického tlaku.

ABSTRACT

The master thesis summaries the findings results of a study focused on the spread of noise vibrating flat plates. Part of this thesis is measurements of flat plate noise in the anechoic chamber and finally their processing and evaluation. The next part of the thesis is focused on FEM acoustic simulation and comparing results with measurements.

KEYWORDS

Acoustic, noise, flat plates noise, experiment noise measurements, anechoic chamber, Finite Element Method (FEM), The sound pressure level.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZLÁMAL, J. *Hluk rovinných desek*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 85 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Aleš Prokop, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Aleše Prokopa, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Ing. Josef Zlámal

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu práce panu Ing. Aleši Prokopovi, Ph.D. za trpělivost, odborné vedení a cenné rady při řešení diplomové práce. Dále bych rád poděkoval své rodině za pomoc a obrovskou podporu po celou dobu mého studia.

OBSAH

Úvod	9
1 Zvuk a jeho vlastnosti	10
1.1 Základy akustiky	10
1.2 Decibelové stupnice v akustice	15
1.3 Hluk	17
2 Problematika měření hluku	18
2.1 Měřicí aparatura	18
2.2 Okolní prostředí	21
2.3 Vlivy prostředí	23
2.4 Měřené veličiny a vyhodnocované parametry	24
2.5 Postup měření akustického tlaku	26
2.6 Zpracování výsledků	26
3 Akustika a Metoda konečných prvků (MKP)	29
3.1 Metoda konečných prvků MKP	29
3.2 Problematika vibroakustiky v MKP	30
3.3 Tvorba akustické analýzy pomocí MKP	31
4 Rovinná deska	34
4.1 Experimentální ověření materiálových vlastností	35
4.2 Akustické vlastnosti rovinné desky	50
5 Měření hluku	51
5.1 Stanovení parametrů experimentu	51
5.2 Stanovení výstupních parametrů	52
5.3 Měřicí aparatura	52
5.4 Určení měřicích míst	53
5.5 Podmínky při měření	54
5.6 Měření síly a hladin akustického tlaku	56
6 MKP Akustická analýza rovinné desky	60
6.1 Akustická analýza ANSYS Mechanical APDL	60
6.2 Vyhodnocení výsledků 172 Hz	65
6.3 Vyhodnocení výsledků 1129 Hz	72
Závěr	78
Seznam použitých zkratk a symbolů	83

ÚVOD

V technické praxi můžeme narazit na celou řadu problémů při vývoji nových nebo úpravě již fungujících strojních zařízení. Snaha konstruktérů o nejlehčí, nejefektivnější a nejlevnější řešení daného problému často naráží na nepředvídanou vibroakustickou odezvu navržené konstrukce, která v kritických případech může vést k havarijním stavům. Řešení již vzniklého problému na hotové konstrukci bývá většinou velmi nákladné, a také může mít vliv na technické parametry a konkurenceschopnost zařízení. Právě z těchto důvodů je problematika analýzy a predikce hluku a vibrací v dnešní době věnována velká pozornost. Analytické rovnice popisující vibrace struktury a akustickou odezvu prostředí by prakticky nebylo možné použít při predikci chování reálných součástí bez významného pokroku v oblasti výpočetních technologií a moderních numerických metod řešení, jako je například Metoda konečných prvků MKP. Výpočetní programy založené právě na této metodě jsou v dnešní době nejvíce používané pro simulace modálních vlastností a harmonické analýzy součástí nebo celých zařízení.

Modální analýza se zabývá určením tzv. vlastních módů, které obsahují vlastní tvary a vlastní frekvence daných součástí nebo akustických prostředí. Pomocí experimentální modální analýzy se dále určují i hodnoty poměrného tlumení, které jsou zásadním vstupním údajem při MKP harmonické analýze. V technické praxi slouží modální analýza jako nástroj pro návrh a kontrolu konstrukce, která by neměla být trvale provozována v oblasti rezonancí. Harmonická analýza se potom využívá pro sledování stavu vybuzeného definovaným zatížením. Výstupem zde není jen deformovaný tvar, ale i hodnoty amplitud (rychlosti, zrychlení povrchu), popř. akustických tlaků ve sledovaném prostředí.

S rostoucím počtem vstupních údajů MKP harmonické analýzy jako jsou materiálové vlastnosti, poměrné tlumení, okrajové podmínky a zatížení, vzrůstá i nebezpečí kumulace chyb vzniklých nepřesností zadávaných hodnot. Další nebezpečí MKP simulací spočívá přímo v použité numerické metodě, která používá idealizovaný fyzikální model, a kde může na základě nevhodného nastavení sítě konečných prvků/ nastavení analýzy dojít k zneplatnění nebo nesprávné interpretaci výsledků. Tyto problémy jsou dobře známy také při simulování akustické odezvy od buzené struktury, kde je vždy lepší provést srovnávací měření s vyhodnocením nejistot naměřených hodnot, a na základě tohoto měření v dostatečné míře validovat simulační model.

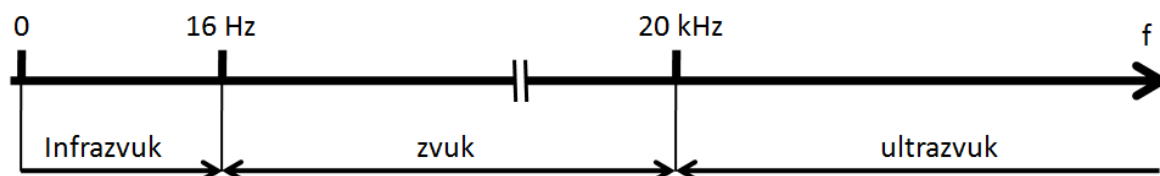
Tato diplomová práce se věnuje problematice hluku rovinných desek. Zahrnuje v sobě teoretické, experimentální a výpočtové poznatky o konkrétní problematice. Hlavní část je zde věnována experimentálnímu měření modálních vlastností a hluku rovinné desky navazujících na porovnávací simulace prováděné za účelem nalezení shody výsledků. Dále je zhodnocen vliv faktorů ovlivňujících naměřené/simulované hodnoty.



1 ZVUK A JEHO VLASTNOSTI

1.1 ZÁKLADY AKUSTIKY

Akustika je vědní obor zkoumající zvuk v celém jeho rozsahu - od vzniku, přes šíření prostorem až po vnímání pomocí sluchového orgánu. Akustika definuje zvuk jako mechanické vlnění šířící se pružným látkovým prostředím. Toto vlnění je dále vnímáno lidským uchem a zpracováno mozkiem jako jeden z vjemů. Jako frekvenční rozsah detekovatelný lidským uchem se obecně uvádí hodnota 16 Hz až 20 kHz. Tento rozsah je ale pro každého jedince různý a mění se s věkem (malé děti obecně vnímají lépe zvuk o vysoké frekvenci). Oblasti pod hranicí 16 Hz nazýváme infrazvuk a oblasti nad 20 kHz ultrazvuk (Obrázek 1). [1]



Obrázek 1 - Rozdělení mechanického vlnění podle frekvence

1.1.1 AKUSTICKÉ VLNĚNÍ

Aby se zvuk mohl šířit, je nezbytná přítomnost pružného látkového prostředí. Zvuk se v tomto prostředí šíří ve formě mechanických (akustických) vln, přenášejících energii na okolní částice. Akustické vlnění můžeme rozdělit na dva základní druhy[1]:

1. podélné – kmitání částic prostředí probíhá ve směru šíření vlny;
2. příčné – kmitání částic prostředí probíhá kolmo ke směru šíření vlny.

Pro šíření podélného vlnění je směr kmitů dán směrem šíření vlny. U šíření příčného vlnění je nutné určit rovinu, ve které ke kmitání dochází. Případ, kdy ke kmitání dochází pouze v jedné rovině, nazýváme lineárně polarizované kmitání. U většiny elastických pevných materiálů se vyskytuje současně podélné i příčné vlnění. U plynů a kapalin pozorujeme pouze vlnění podélné. Okamžitou výchylku částice od její rovnovážné polohy lze stanovit pomocí rovnice (1). Tato veličina se nazývá akustická výchylka.[1]

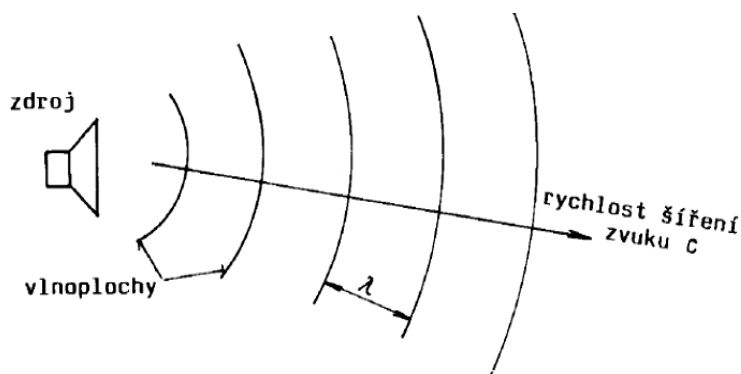
$$u = u_0 \cdot \sin \omega \left(t \pm \frac{x}{c} \right), \quad (1)$$

kde:	u	[m]	je - akustická výchylka,
	u_0	[m]	- amplituda akustické výchylky,
	ω	[rad·s ⁻¹]	- úhlový kmitočet,
	t	[s]	- čas nutný k uražení dráhy x rychlostí zvuku,
	c	[m·s ⁻¹]	- rychlost šíření zvuku,
	x	[m]	- vzdálenost od zdroje akustického vlnění.

Akustické vlnění se šíří prostředím ve vlnoplochách. Vlnoplocha je plocha spojující místa výskytu částic kmitajících se stejnou fází. Obecně může mít vlnoplocha jakýkoli tvar. Pro



izotropní prostředí, ve kterém se zvukové vlny šíří stejně rychle do všech směrů, můžeme rozlišit pouze dva typy vlnoploch – rovinné a kulové. Kulové vlnoplochy se vyskytují v blízkosti bodového zdroje, který má velikost menší než vlnová délka akustického vlnění. Kulovou vlnoplochu můžeme považovat za rovinnou, pokud se nachází v dostatečné vzdálenosti od bodového zdroje. Vzdálenost jednotlivých sousedních vlnoploch můžeme popsat jako vlnovou délku λ . [1]



Obrázek 2- Šíření akustického vlnění od zdroje ve vlnoplochách [1]

Pro podélné vlnění je vlnová délka definována jako vzdálenost dvou nejbližších bodů kmitajících se stejnou fází. Pokud dáme vlnovou délku do souvislosti s časem, můžeme ji také definovat jako vzdálenost, kterou akustická vlna urazí za dobu jednoho kmitu. Potom lze pro příčné i podélné vlnění vyjádřit uvedený vztah. [1]

$$\lambda = c \cdot T = \frac{c}{f} = \frac{c}{2\pi \cdot \omega}, \quad (2)$$

kde:	λ	[m]	je - vlnová délka,
	f	[Hz]	- kmitočet (frekvence vlnění),
	T	[s]	- perioda.

1.1.2 AKUSTICKÁ RYCHLOST

Akustická rychlost je veličina popisující okamžitou rychlost kmitání jednotlivých částic prostředí, ve kterém dochází k šíření akustických vln. Jedná se o jednu z nejdůležitějších akustických veličin a je nezbytné ji striktně odlišit od rychlosti šíření zvuku (akustická rychlost nabývá hodnot o několik řádů menších v porovnání s rychlostí šíření zvuku). Vztah popisující akustickou rychlost se získá pomocí parciální derivace akustické výchylky (1). [1]

$$v = \omega \cdot u_0 \cdot \cos \left[\omega \left(t \pm \frac{x}{c} \right) \right] \quad (3)$$

1.1.3 AKUSTICKÝ TLAK

Pohyb částic vznikající působením akustického vlnění vede v kapalinách a plynech k periodickému podtlaku a přetlaku, který kopíruje tvar vlnoploch. Změny tlaku souvisí se změnou celkového statického tlaku, což je suma atmosférického tlaku p_b a akustického tlaku p . Hodnoty p a p_b mají ale mezi sebou rozdíl několik řádů (p_b má hodnotu okolo 100 000 Pa,



zatímco akustický tlak p začíná lidské ucho vnímat při $2 \cdot 10^{-5}$ Pa). Matematický zápis rovnice akustického tlaku je podobný se zápisem akustické výchylky i akustické rychlosti. [1]

$$p = p_m \cdot \cos \left[\omega \left(t \pm \frac{x}{c} \right) \right], \quad (4)$$

kde: p [Pa] je - akustický tlak,
 p_m [Pa] - amplituda akustického tlaku.

1.1.4 RYCHLOST ŠÍŘENÍ ZVUKOVÉ VLNY

Jedná se o veličinu závislou na vlastnostech prostředí, kterým se šíří. Konkrétně se zde jedná o hustotu prostředí a modul objemové pružnosti K (pro pevné látky - dynamický modul pružnosti v tahu E). Pro kapaliny a plyny tedy platí následující vztah. [1]

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}}, \quad (5)$$

kde: c [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je - rychlost šíření zvuku v kapalinách a plynech,
 ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] - hustota prostředí,
 K [Pa] - modul objemové pružnosti.

Jak již bylo uvedeno výše, u pevných materiálů rozlišujeme dva druhy vlnění, podélné a příčné. Obecně je pro pevné látky určení rychlosti šíření podélné zvukové vlny složité. Proto byl v první řadě odvozen vztah pro rychlost šíření podélných vln v tenkých tyčích. [1]

$$c_L = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (6)$$

kde: c_L [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je - rychlost šíření podélných vln v tenkých tyčích,
 E [Pa] - dynamický modul pružnosti v tahu.

Při stanovení rychlosti šíření podélných vln v deskách musíme do výpočtu zahrnout vliv kontrakce materiálu v příčném směru. Tuto kontrakci popisuje hodnota Poissonova čísla μ . Matematické vyjádření poté ilustruje následující vztah. [1]

$$c_L' = \sqrt{\frac{E}{\rho} \cdot \frac{1}{1-\mu^2}}, \quad (7)$$

kde: c_L' [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je - rychlost šíření podélných vln v deskách,
 μ [-] - Poissonův poměr.

Následný výpočet rychlosti šíření příčných vln v deskách a tyčích provedeme pomocí rovnice. [1]

$$c_T = \sqrt{\frac{E}{\rho} \cdot \frac{1}{2 \cdot (1+\mu)}}, \quad (8)$$

kde: c_T [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je - rychlost šíření příčných vln v tyčích a deskách.



1.1.5 OHYBOVÉ VLNY

U těles, která mají jeden nebo dva rozměry mnohem menší než ostatní, jako jsou tyče a desky, může složením vlnění podélného a příčného snadno vzniknout vlnění ohybové. Rychlost šíření těchto vln není konstantní (předchozí případy rychlosti šíření příčných a podélných vln), ale je různá v závislosti na frekvenci a materiálových vlastnostech součástí. Ohybové vlnění je velice nebezpečné z pohledu šíření a vyzařování zvuku. To je způsobeno tím, že vlivem ohybového vlnění kmitají částice tělesa kolmo k povrchu, a mohou přitom účinně předávat svoji energii na přiléhající částice vzduchu. Těleso se stává následně akustickým zářičem. Rychlost ohybových vln v tyčích vypočteme pomocí následujícího vztahu. [1]

$$c_B = \sqrt{2 \cdot \pi \cdot f \cdot \sqrt[4]{\frac{EI_S}{m'}}}, \quad (9)$$

kde: c_B $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ je - rychlost šíření ohybových vln v tyčích,
 m' $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$ - hmotnost jednotkové délky tyče,
 I_S $[\text{m}^4]$ - moment setrvačnosti průřezu dané tyče.

Při určení rychlosti ohybových vln v součástech charakteru desek je opět nutné ve výpočtu zohlednit vliv kontrakce. Rychlost šíření ohybových vln v deskách se následně určí pomocí upraveného vztahu pro výpočet rychlosti ohybových vln v tyčích. [1]

$$c'_B = c_B \cdot \frac{1}{\sqrt[4]{1-\mu^2}}, \quad (10)$$

kde: c'_B $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ je - rychlost šíření ohybových vln v deskách.

Pokud budeme chtít určit vlnovou délku ohybového vlnění součástí charakteru desky, použijeme následující vztah. [1]

$$\lambda_B = \frac{c_B}{f} = \sqrt{\frac{1,8 \cdot c_L \cdot h}{f}}, \quad (11)$$

kde: λ_B $[\text{m}]$ je - vlnová délka ohybového vlnění,
 h $[\text{m}]$ - charakteristický rozměr desky – tloušťka.

Z hlediska intenzity vyzařování akustické energie můžeme ohybové vlnění frekvenčně rozdělit na dvě pásma, která rozděluje tzv. kritická frekvence. Oblast pod touto frekvencí (mimo rezonanční stavy vlastních frekvencí) se vyznačuje malou intenzitou akustického vyzařování způsobenou nedokonalým přenosem akustické energie desky na částice prostředí. V oblasti kritického kmitočtu dochází k jevu, kdy se délky ohybového vlnění desky a podélného vlnění akustického prostředí vyrovnají a součást začíná vyzařovat s mnohem větší intenzitou. Výpočet kritické frekvence pro rovinné desky je dána následujícím vztahem,

$$f_k = \frac{c_0^2}{1,8 \cdot c_L \cdot h} \cdot \sqrt{1 - \mu^2}, \quad (12)$$

kde: c_0 $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ je - rychlost zvuku akustického prostředí.



1.1.6 OBECNÁ VLNOVÁ ROVNICE

Obecná vlnová rovnice je z fyzikálního hlediska pohybovou rovnicí akustické vlny. Tato rovnice musí odpovídat platným zákonům, zejména kontinuity (za předpokladu adiabatických změn v plynech). Odvození obecné vlnové rovnice lze provést ale i na čistě matematickém základu. Prvním krokem je určení velikosti vektoru polohy sledované částice v 3D prostoru vzhledem k souřadnému systému. [1]

$$r = x \cdot \cos\alpha + y \cdot \cos\beta + z \cdot \cos\gamma, \quad (13)$$

kde: r [m] je - prostorová vzdálenost bodu od počátku souřadného systému,
 x, y, z [m] - vzdálenost jednotlivých souřadnic,
 α, β, γ [°] - úhly, které svírá vektor s osami souřadného systému.

Za předpokladu umístění zdroje akustického vlnění do středu souřadného systému nám tato hodnota určuje vzdálenost sledované částice od zdroje zvuku.

Pokud se prostředím šíří dvě vlny s obecným průběhem výchylky v čase v různých směrech bodovou řadou, lze výslednou akustickou výchylku zjistit jako součet funkcí popisujících akustickou výchylku těchto dvou vlnění. Vzniklá rovnice má následující obecný tvar. [1]

$$u = u_1 + u_2 = f\left(\tau - \frac{r}{c}\right) + g\left(\tau + \frac{r}{c}\right), \quad (14)$$

kde: f, g [m] je - obecné funkce popisující akustickou výchylku.

Po provedení parciálních derivací podle proměnných x, y, z, τ a následných nutných úpravách rovnic, dostaneme obecný tvar vlnové rovnice, která platí pro jakýkoli signál a směr šíření. [1]

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \tau^2} \quad (15)$$

1.1.7 AKUSTICKÝ VÝKON

Veličina akustického výkonu je charakteristická tím, že se v závislosti na vzdálenosti od zdroje nemění, ale nabývá stále stejné hodnoty. Akustický výkon můžeme definovat jako množství akustické energie vygenerované zdrojem za jednu sekundu, procházející přes měřicí plochu S . Akustický výkon je popsán pomocí následujícího vztahu. [2]

$$W = I \cdot S \quad (16)$$

kde: W [W] je - akustický výkon;
 I [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$] - akustická intenzita;
 S [m^2] - plocha.



1.1.8 AKUSTICKÁ INTENZITA

Akustická intenzita je vektorová veličina, která popisuje směr a množství akustické energie v určitém prostředí. Lze ji vyjádřit jako akustický výkon procházející plochou, která je kolmá na směr šíření akustických vln, za jednotku času na metr čtvereční. Tato skutečnost se dá jednoduše popsat následujícím vztahem. [2]

$$I = \frac{W}{S}, \quad (17)$$

kde: W [W] je - akustický výkon;
 I [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$] - akustická intenzita;
 S [m^2] - plocha kolmá na směr šíření akustického vlnění.

1.2 DECIBELOVÉ STUPNICE V AKUSTICE

V praxi se setkáváme s problémem, kdy základní doposud uvedené veličiny jako je akustický tlak – p [Pa], akustická rychlost – v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$], intenzita zvuku – I [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$] nebo akustický výkon – W [W] nejsou příliš vhodné pro interpretaci výsledků. To je způsobeno velkým rozsahem možných hodnot, které například v případě akustického výkonu mohou dosahovat od $1 \cdot 10^{-9}$ W (akustický výkon slabého šepotu) až po hodnoty větší $1 \cdot 10^5$ W (akustický výkon velkého proudového letadla). Podobné rozsahy hodnot je možné pozorovat také u dalších zmíněných akustických veličin. Hlavně z tohoto důvodu se zavedlo používání tzv. „hladin“ jednotlivých akustických veličin, což je ve skutečnosti převedení výsledků zkoumaných akustických veličin pomocí logaritmických vztahů na jednodušší a přehlednější stupnici decibelovou. Jednotkou těchto hladin je „decibel“ [dB]. Používání hladin nahrává také fakt, že lidské subjektivní vnímání zvuků má podle Weber-Fechnerova zákona logaritmickou závislost na objektivních akustických veličinách. [1]

1.2.1 HLADINA AKUSTICKÉHO TLAKU

Protože je hladina akustického tlaku poměrová veličina, je pro stanovení potřeba kromě hodnoty akustického výkonu p [Pa] znát i jeho referenční hodnotu p_0 [Pa]. Ta je stanovena jako $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$, což je hodnota odpovídající hranici slyšitelnosti zdravého lidského ucha. Výpočet hladiny akustického tlaku L_p [dB] provedeme pomocí následujícího vztahu. [1]

$$L_p = 20 \log \frac{p}{p_0}, \quad (18)$$

kde: L_p [dB] je - hladina akustického tlaku,
 p [Pa] - akustický tlak,
 p_0 [Pa] - referenční akustický tlak.

Srovnáním mezi skutečnou stupnicí akustického tlaku a decibelovou stupnicí hladiny akustického tlaku zjistíme, že zdvojnásobení akustického tlaku odpovídá navýšení hladiny akustického tlaku o 6 dB.



1.2.2 HLADINA AKUSTICKÉ INTENZITY

V případě výpočtu hladiny akustické intenzity je referenční hodnota I_0 [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$] volena na základě referenční hodnoty akustického výkonu W_0 podělená jednotkou plochy a nabývá tedy hodnoty $I_0 = 1 \cdot 10^{-12} \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$. Hladina akustické intenzity je definována vztahem. [1]

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0}, \quad (19)$$

kde: L_I [dB] je - hladina akustické intenzity,
 I [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$] - akustická intenzita,
 I_0 [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$] - referenční akustická intenzita.

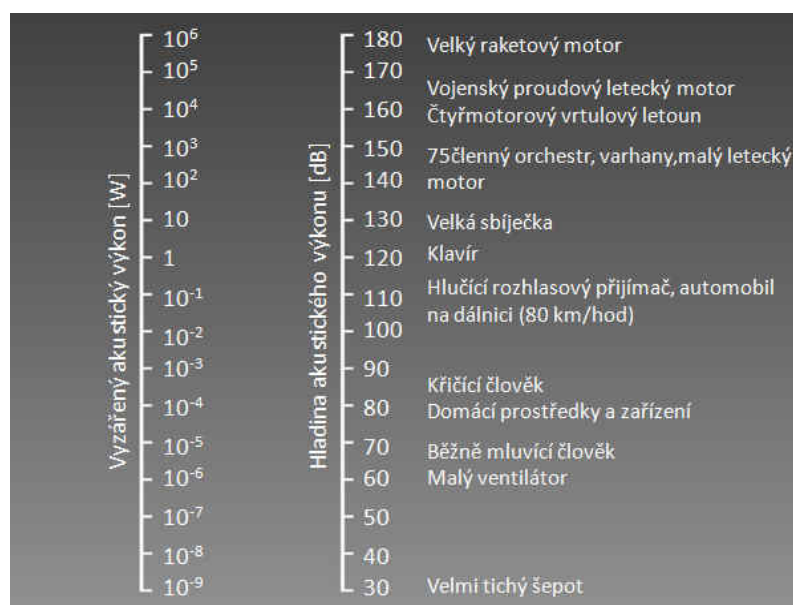
1.2.3 HLADINA AKUSTICKÉHO VÝKONU

Stejně jako pro hladinu akustického tlaku je pro hladinu akustického výkonu třeba znát referenční hodnotu W_0 [W]. Ta je stanovena podle mezinárodní úmluvy ISO jako hodnota $W_0 = 1 \cdot 10^{-12} \text{ W}$. Hladina akustického výkonu L_W [dB] se stanoví podle následujícího vztahu. [1]

$$L_W = 10 \log \frac{W}{W_0}, \quad (20)$$

kde: L_W [dB] je - hladina akustického výkonu,
 W [W] - akustický výkon,
 W_0 [W] - referenční akustický výkon.

Následující obrázek znázorňuje porovnání hodnot akustického výkonu W a hladiny akustického výkonu L_W s přiřazením typických případů pro konkrétní hodnoty. Z obrázku je patrné, že navýšení hladiny akustického výkonu o 10 dB odpovídá zvýšení akustického výkonu o jeden řád.



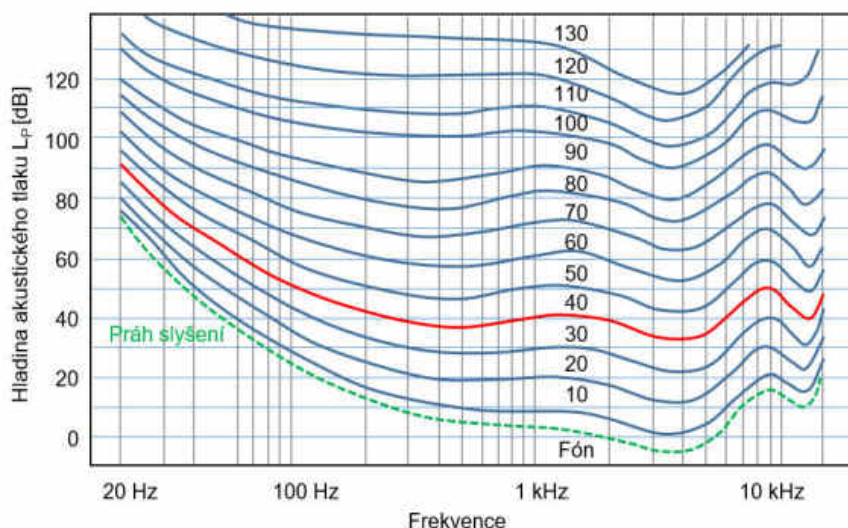
Obrázek 3- Akustický výkon a jeho hladina [1]



1.3 HLUK

Hluk můžeme definovat jako každý nežádoucí zvuk. Přesněji fyzikálně hluk definovat nelze a záleží zde na vztahu osoby ke konkrétnímu zvuku. Vyzařovaná zvuková emise může být pro někoho nepříjemným hlukem a pro jinou osobu podstatným zdrojem informací. V technické praxi se ve většině případů snaží dosáhnout snížení hluku strojního zařízení. Existují zde ale případy, kdy hluk může působit jako bezpečnostní faktor nebo sloužit jako ukazatel technického stavu zařízení. V těchto případech je snižování hluku nežádoucí.

Při hodnocení hlukové situace má velký význam nejen akustický tlak, ale také rozložení akustické energie ve frekvenčním spektru. Lidské ucho má malou citlivost pro nízkofrekvenční tóny a nejcitlivěji vnímá zvuk o frekvenci 500 až 5000 Hz. Tato citlivost se navíc mění s rostoucí hlasitostí. Na základě četných psychoakustických měření byly určeny různé křivky stejné hlasitosti. Z důvodu sjednocení byl mezinárodně normován soubor křivek stejné hlasitosti, který zobrazuje Obrázek 4. [1]



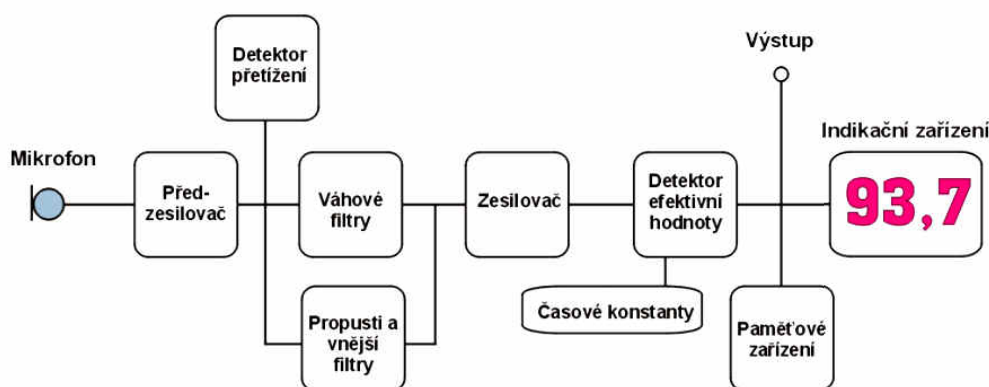
Obrázek 4 - Křivky stejné hlasitosti [2]

2 PROBLEMATIKA MĚŘENÍ HLUKU

Měření hluku je speciální disciplínou. Předem je nutné stanovit sledovaná data a veličiny, aby experiment splnil svůj účel. Důležitou roli v tomto hraje výběr a dostupnost měřicí aparatury. V případě měření hluku plynoucího z požadavků legislativy (hygienická měření, emisní deskriptory hluku u obráběcích strojů) je experiment svázán s konkrétními normami, které popisují průběh a vyhodnocení měření. Běžné laboratorní měření těmito normami svázáno není. I tak je ale třeba postupovat v logických krocích a zaznamenat všechny okolnosti, aby bylo možné měření se stejným výsledkem kdykoli zopakovat. Výsledek měření je závislý na mnoha faktorech. Mezi nejdůležitější patří vlastnosti měřicí aparatury a akustický vliv okolního prostředí.

2.1 MĚŘICÍ APARATURA

2.1.1 HLUKOMĚRY



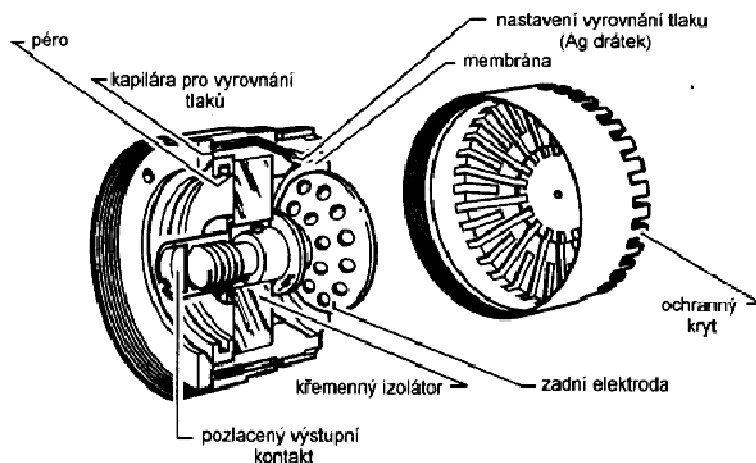
Obrázek 5 - Schéma hlukoměru [3]

Hlukoměr je zařízení sloužící pro měření akustického tlaku, které se skládá z několika základních částí zobrazených na Obrázek 5. Nejdůležitější částí hlukoměru je mikrofon, který převádí změny tlaku zvukových vln na ekvivalentní elektrický signál. Mezi nejpoužívanější patří kondenzátorový mikrofon zobrazený na Obrázek 6, který se vyznačuje konstrukční jednoduchostí, vysokou citlivostí a provozní stálostí. Akustický tlak na membráně mikrofону je úměrný velikosti elektrického signálu na výstupu, který má zpravidla malou amplitudu, a proto se před dalším zpracováním zesiluje předřazeným zesilovačem. Za tímto zesilovačem následuje část pro zpracování a analýzu signálu, a dále část pro vyhodnocení a zobrazení výsledků. Hlukoměry mohou být různého typu a provedení. Jejich základní rozdělení lze provést podle [2]:

- typu konstrukce;
- počtu měřicích kanálů;
- frekvenční analýzy
- formy výstupu;
- možnosti rozšíření;
- podpory v software.



Obecně bývají hlukoměry lehké a přenosné konstrukce, která vyhovuje použití v jakémkoli prostředí. Moderní přístroje jsou dnes zcela běžně vybavené nástroji pro frekvenční analýzu, časové vážení nebo váhovými filtry, o kterých bude podrobně pojednáno v kapitole 2.4. Hlukoměry patří většinou mezi tzv. stanovená měřidla, která slouží pro hygienická měření a podléhají přísné kontrole. Příklad moderního hlukoměru zobrazuje Obrázek 7. [2]



Obrázek 6 – Kondenzátorový mikrofon [3]



Obrázek 7 – Hlukoměr B&K 2250 [4]

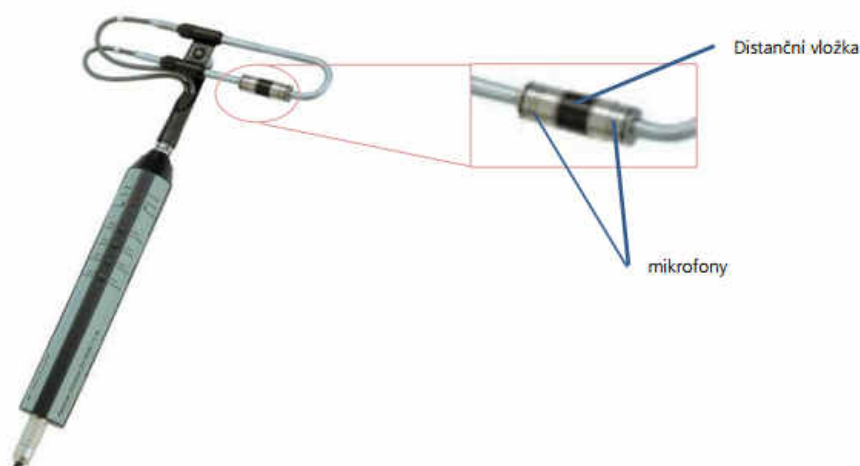
KALIBRACE

Při velmi přesném měření by měřidla měla být kalibrována. Tyto kalibrace provádí organizace s oprávněním k této činnosti (výstupem kalibrační list). Kalibrované měřidlo musí být použito tam, kde jsou výsledky užity pro oficiální výstup. V případě, že se jedná o měřidlo stanovené, je nutné měřidlo tzv. ověřovat (výstupem ověřovací list). Ověřování probíhá podle mezinárodně stanovených standardů a součástí ověřovacího listu je i kalibrační list včetně stanovení nejistot měření. Na začátku a na konci měření se u hlukoměrů navíc

provádí i provozní kalibrace (zjištění citlivosti měřicího řetězce), která spočívá v porovnání hladiny akustického tlaku mezi referenčním zdrojem (akustický kalibrátor generující harmonický signál s frekvencí 1000 Hz a amplitudou 93,85 dB) a výstupem z mikrofonu. [4]

2.1.2 SONDA AKUSTICKÉ INTENZITY

Akustická intenzita je významnou veličinou při experimentální analýze zvukových polí. Jedná se o vektorovou veličinu, kterou nelze měřit přímo, ale pro určení se používá tzv. sonda akustické intenzity (intenzitní sonda). Ta se skládá ze dvou osově proti sobě posazených a přesně ustavených mikrofonů (jedná se o dvoukanálové měřidlo). Akustickou intenzitu lze určit pomocí vektorového součinu akustické rychlosti a akustického tlaku. Akustická rychlost je získána z fázového posunutí signálu mezi mikrofony a akustický tlak určen průměrem akustických tlaků z obou mikrofonů. Velikost mezery mezi mikrofony omezuje frekvenční rozsah měření (s větší mezerou se snižuje rozsah). Sondu akustické intenzity lze použít pro měření akustického výkonu v hlučném prostředí nebo pro lokalizaci zdrojů akustické energie. [4]



Obrázek 8 – Sonda akustické intenzity [4]

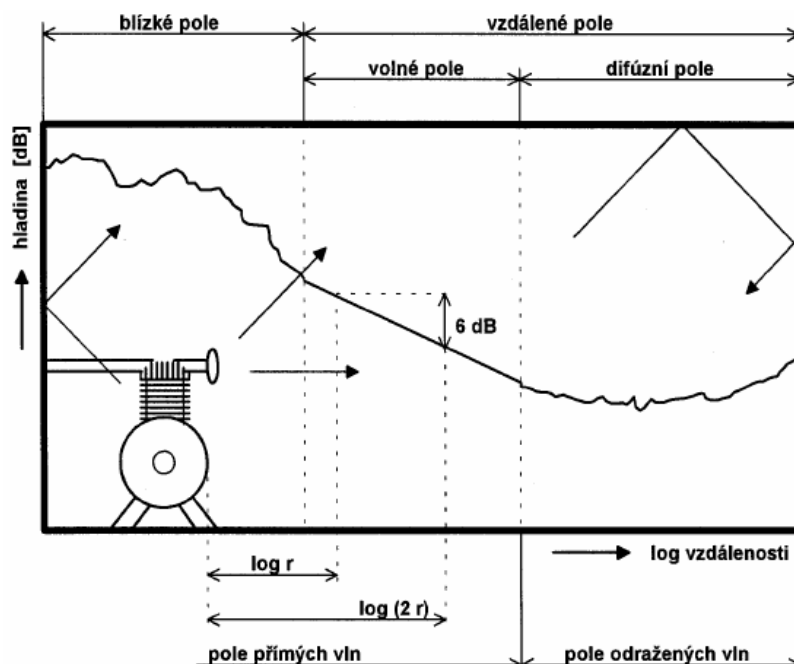
KALIBRACE

Intenzitní sonda se kalibruje pomocí speciálního kalibračního setu. Součástí je tzv. pistonfon (generuje zvukový signál o frekvenci 250 Hz), speciální adaptér umožňující měření obou mikrofonů současně a redukční vložky pro různé průměry mikrofonů. Kalibrace se skládá ze tří kroků [4]:

1. kalibrace obou mikrofonů pro měření hladiny akustického tlaku (připojení obou mikrofonů přes adaptér na pistonfon);
2. kalibrace akustické intenzity a akustické rychlosti (změna vzdálenosti jednoho z mikrofonů od zdroje);
3. určení spektra indexu zbytkové intenzity (práh citlivosti sondy).

2.2 OKOLNÍ PROSTŘEDÍ

Akustické vlastnosti okolního prostředí mají zásadní vliv na výsledek měření. Tyto vlastnosti jsou charakteristickým rysem prostoru a dají se měřit například dobou dozvuku, která je definována, jako čas, za který poklesne akustický tlak o 60 dB v určitém bodě tohoto prostoru. V případě uzavřených prostorů mohou nastat následující základní situace akustických polí zobrazené na Obrázek 9.



Obrázek 9 – Akustická pole uzavřených prostor [3]

První oblast se nachází v těsné blízkosti zdroje a nazývá se blízké pole. Zde dochází ke zkreslování výsledků vlivem rychlosti kmitání částic, která není nutně ve směru šíření akustických vln. Velikost blízkého pole je závislá na frekvenci, rozměrech zdroje a fázích pohybů jednotlivých částí vyzařujících akustickou energii. Blízké pole není vhodné pro měření akustických veličin z důvodu nejednoznačnosti výsledků. Existují ale i případy, kdy se měření v blízkém poli nemůžeme vyhnout, například z důvodu velikosti zářiče. V těchto případech je třeba počítat se sníženou přesností měření. [2]

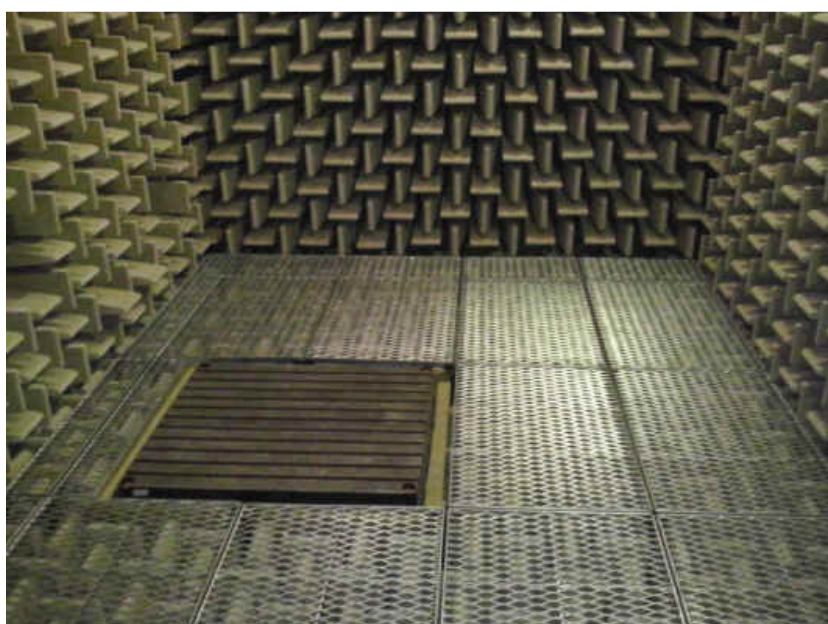
Následující a z hlediska měření hluku nejdůležitější oblastí je volné pole. V tomto poli dochází ke kmitání částic ve směru šíření akustických vln a pokles hluku je 6 dB s každým zdvojnásobením vzdálenosti od zdroje. Z důvodu rovnoměrného poklesu akustického tlaku se vzdáleností a dobré opakovatelnosti měření je volné pole nejvíce vhodné pro měření hluku. [2]

Difúzní pole vzniká v důsledku odrazů akustického vlnění od stěn nebo pevných překážek v místnosti. Sčítání přímých a odražených vln má za následek nejednoznačný směr kmitání částic, a z tohoto důvodu je měření v difúzním poli zatíženo větší nejistotou podobně jako v případě blízkého pole. Měření hluku v difúzním poli se běžně provádí například při zjišťování hladiny akustického tlaku velkých obráběcích strojů umístěných na dílně s nedokonalými akustickými vlastnostmi. Výsledky takového měření jsou ale důsledně zpracovány podle příslušných norem a korigovány korekčními koeficienty. Pro laboratorní měření hluku difúzní pole není vhodné. [2]



2.2.1 BEZDOZVUKOVÉ KOMORY

Princip bezdozvukové komory je založen na eliminaci difuzního pole. Redukce odrazů akustického vlnění se dosahuje pomocí obložení stěn zvuk pohltivými materiály a také zvětšením jejich pohltivé plochy pomocí tvarování, nejčastěji do tvaru dlouhých jehlanů. Zvuk pohlcující materiály používané pro tyto obklady jsou například minerální vlny, skelné vaty nebo polyuretanové pěny. Míru pohltivosti těchto materiálů určuje tzv. součinitel pohltivosti α , který je závislý nejen na druhu použitého materiálu, ale také na jeho tloušťce a frekvenci vlnění. Obecně platí, že pohltivost těchto materiálů v nízkých frekvencích je horší než ve vysokých (pro odstínění nízkých frekvencí tloušťka pohltivého obkladu až několik metrů), a proto je také frekvenčně omezena bezdozvukovost těchto komor. Bezdozvuková komora je vhodná pro přesná měření akustického tlaku, akustického výkonu, popř. jiných akustických veličin zdroje bez jiných přídavných rušivých prvků. [2]



Obrázek 10 – Bezdozvuková komora VUT v Brně [14]



2.3 VLIVY PROSTŘEDÍ

2.3.1 RYCHLOST PROUDICÍHO VZDUCHU

Rychle proudící vzduch má nežádoucí vliv na výsledky měření. To je způsobeno dynamickými účinky proudícího vzduchu, které působí na membránu mikrofonu. Naměřené hodnoty akustického tlaku jsou potom větší než skutečné, a tím pádem neplatné. Pro eliminaci působení rychle proudícího vzduchu používáme kryt mikrofonu z pěnového polyuretanu. Ten se používá vždy při venkovních měřeních a současně chrání mikrofon proti vnikání prachu a nečistot. Nevýhodou tohoto krytu je částečný útlum akustického signálu, který by měl být zohledněn ve zvýšené nejistotě měření. [4]

2.3.2 VLHKOST

Krátkodobá relativní vlhkost do 90% nemá vliv na funkci mikrofonu. Při dlouhodobém měření je dobré mikrofon opatřit ochrannými prostředky v podobě krytů nebo vysoušečů. Důležité je zde zabránit přímému styku mikrofonu s deštěm nebo sněhem, které mohou způsobit ztrátu přesnosti a nenávratné poškození. Pro krátkodobé měření v takovémto prostředí postačí pro ochranu výše zmíněný kryt z pěnového polyuretanu.

2.3.3 TEPLOTA OKOLÍ

Vliv teploty na výsledky měření jsou obecně zanedbatelné. Velké změny teplot by ale mohly vést ke kondenzaci vodních par na mikrofonu, a následně ke ztrátě přesnosti. Z tohoto důvodu se doporučuje měřit při stabilní teplotě a za optimální se považuje rozmezí mezi 20°C a 30°C. Teplotní rozsah použití mikrofonu je hodnota udávaná výrobcem a může nabývat různých hodnot. Běžná hodnota tohoto rozsahu je -10°C do +50°C. [4]

2.3.4 ATMOSFÉRICKÝ TLAK

Hodnota atmosférického tlaku má malý vliv na výsledek měření. Korekce na hodnoty atmosférického tlaku by bylo nutné uvažovat pouze při extrémních podmínkách například vysokých nadmořských výšek, kde by mohlo docházet ke změně citlivosti mikrofonu v oblasti vysokého kmitočtu. Zanedbatelné jsou také prudké změny atmosférického tlaku v rozmezí $\pm 10\%$, které odpovídají změně hladiny akustického tlaku menší, než $\pm 0,2$ dB.

2.3.5 VIBRACE

Konstrukce měřicích mikrofonů by měla být provedena tak, aby vnější vibrace neovlivnily výsledné měření. Přesto by zvukoměr neměl být zbytečně vystavován nadměrnému mechanickému chvění z měřeného zařízení nebo jeho okolí. Toto externí zatížení by v extrémních případech mohlo způsobit rozkmitání membrány mikrofonu a zkreslení výsledků měření. [4]

2.3.6 ELEKTROMAGNETICKÉ ZÁŘENÍ

Vliv elektromagnetického záření minimalizuje použití stíněných kabelů mikrofonů. Také samotné mikrofony jsou konstruovány, aby jejich citlivost vůči tomuto záření byla co možná nejnížší. Ovlivnění výsledků hrozí v případě měření v blízkosti silných zdrojů elektromagnetického záření, jako jsou frekvenční měniče nebo elektrické rozvaděče, a obecně je lepší se tomuto stavu vyvarovat. Pokud ale měření musí být v těchto podmínkách realizováno, je třeba jej zohlednit v nejistotě měření. [4]

2.4 MĚŘENÉ VELIČINY A VYHODNOCOVANÉ PARAMETRY

Při akustickém měření jsou zjišťovány především dvě již zmíněné základní veličiny:

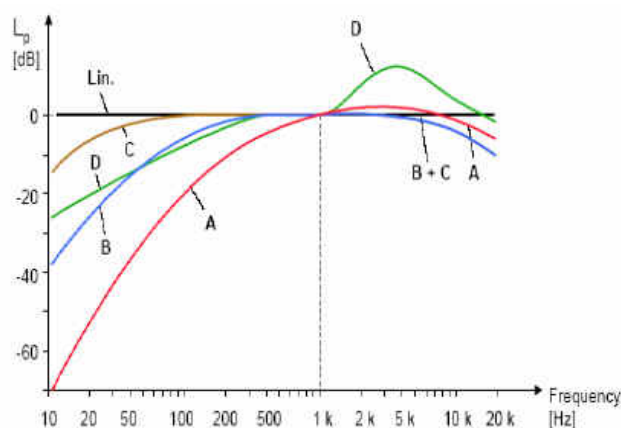
- hladina akustického tlaku;
- hladina akustické intenzity.

Na tyto veličiny přímo navazuje hladina akustického výkonu, která není měřená přímou cestou, ale zjištěna ze základních veličin přepočtem přes měřicí plochu. Z důvodu přizpůsobení charakteristikám sluchového orgánu, nestálosti zvukového signálu a různé frekvenční povaze hluku mají veliký význam také další hodnotící parametry a korekční faktory akustického měření. Mezi nejdůležitější patří:

- frekvenční vážení;
- časové vážení;
- frekvenční analýza.

2.4.1 VÁHOVÉ FILTRY A FREKVENČNÍ VÁŽENÍ

Citlivost lidského ucha na zvuky o různé frekvenci a hlasitosti je rozdílná v celém slyšitelném spektru (rozložení citlivosti lidského sluchu ilustruje Obrázek 4). Tato skutečnost je důvodem, proč jsou v případě měření hluku stanovujícího míru působení na lidský sluchový orgán naměřené hodnoty akustických tlaků kompenzovány tzv. váhovými filtry. Historicky jsou stanovené filtry A, B, C a D, z nichž každý se používá pro jinou hlasitost. V dnešní době se pro hodnocení používají hlavně filtry A a C, vždy ale pouze jeden z nich pro soubor hlasitostí. [4]

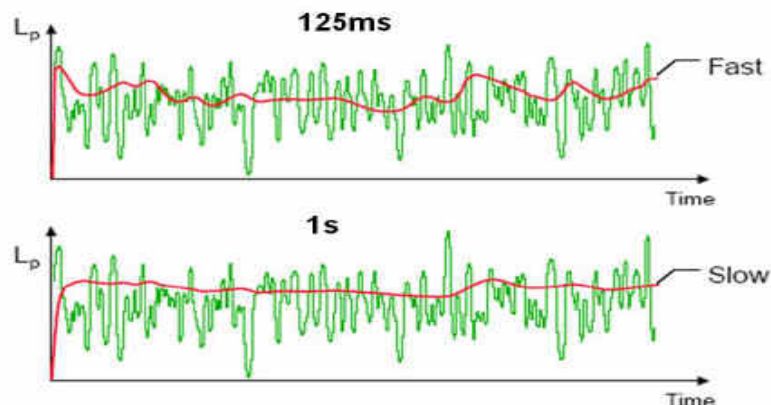


Obrázek 11 – Kmitočtová charakteristika váhových filtrů [4]

2.4.2 ČASOVÉ VÁŽENÍ

Pomocí tzv. časového vážení se určuje rychlost reakce hlukoměru na změny hluku v čase. Tohoto se dosahuje volbou časové integrační konstanty, která má tři základní typy [4]:

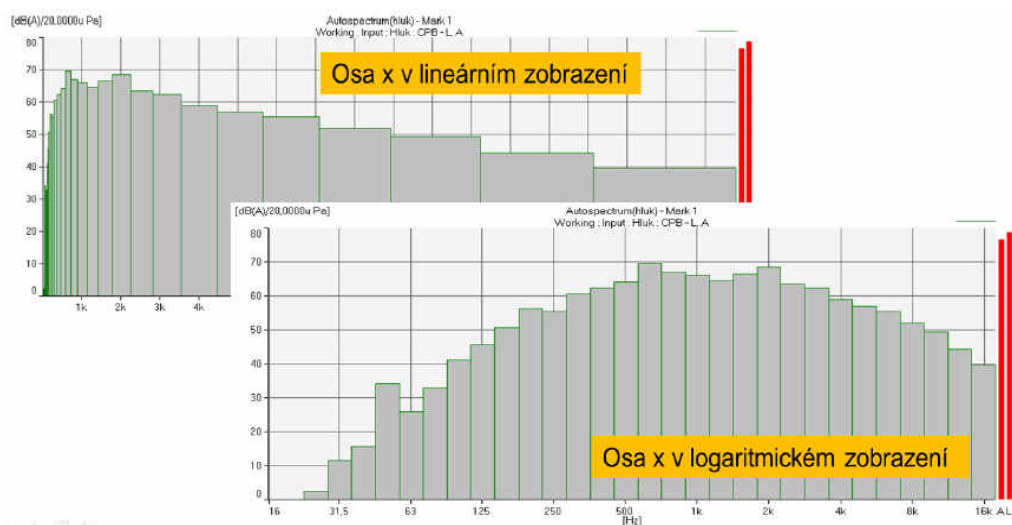
- fast (integrace probíhá po časovém kroku $t = 125\text{ms}$);
- slow (integrace probíhá po časovém kroku $t = 1\text{s}$);
- impulse (integrace probíhá po časovém kroku $t = 35\text{ms}$).



Obrázek 12 – Časová závislost celkových hodnot hluku pro integrační konstanty „fast“ a „slow“ [4]

2.4.3 CELKOVÁ HLADINA AKUSTICKÉHO TLAKU VS. OKTÁVOVÁ ANALÝZA

Celková hladina akustického tlaku je měřená veličina popisující hlukovou emisi v celém měřeném frekvenčním spektru. Tato hodnota ale nepodává žádné informace o rozložení energie akustického tlaku ve sledovaném spektru. Rozložení akustické energie je ale velice důležité z toho důvodu, že lidské tělo reaguje na vysokofrekvenční složky hluku jinak než na nízkofrekvenční. Údaj je velmi důležitý také v souvislosti s odhlučňováním, protože odhlučnění složek zvuku o nízké frekvenci je obtížnější než složek o frekvenci vysoké. Analýza rozložení akustické energie se provádí pomocí tzv. CPB spektra (Constant Percentage Bandwidth). Zde se celkový frekvenční rozsah měření rozloží na určitý počet nezávislých frekvenčních pásem a výstupem každého pásma je hodnota hodnotící jeho akustickou energii. Relativní šířka každého pásma CBP spektra je stejná vzhledem k jeho středové frekvenci. Z hlediska akustiky je velmi výhodné použití oktávového rozdělení. Hovoříme zde potom o oktávové analýze. Pokud tyto pásma oktávové analýzy ještě dále rozdělíme, mluvíme potom například o analýze třetinooktávové (případ zobrazený na Obrázek 13) nebo dvanáctinooktávové. [4]



Obrázek 13 – CPB spektrum – Třetinooktávová analýza [4]



2.5 POSTUP MĚŘENÍ AKUSTICKÉHO TLAKU

Měření akustického tlaku v technické praxi je ve většině případů svázáno s konkrétními normami, které navazují na legislativní požadavky (hygienická měření, emisní hladina akustického tlaku, akustický výkon zařízení). Tyto normy přesně definují třídu přesnosti, průběh a vyhodnocení výsledků měření. Při experimentálním měření v prostředí bezdozvukové komory, které nepodléhá žádné z technických norem, je výhodné postupovat podle následujících kroků:

1. stanovení parametrů experimentu;
2. určení metody měření;
3. stanovení vyhodnocovaných parametrů;
4. volba měřicí aparatury;
5. určení měřicích míst s ohledem na akustická pole;
6. provozní kalibrace aparatury;
7. měření hladin akustického tlaku okolí;
8. měření hladin akustického tlaku v měřicích místech;
9. kontrolní kalibrace měřicí aparatury;
10. zpracování, deklarace výsledků.

2.6 ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKŮ

Veškeré v technické praxi používané měřicí metody a měřicí přístroje nejsou absolutně přesné. Na výsledek měření působí nejrůznější negativní vlivy vyskytující se v celém měřicím procesu. Důsledkem toho se výsledek měření pohybuje v určitém „tolerančním poli“ a jen zřídka dochází k ideálnímu ztotožnění naměřené a skutečné hodnoty. Problémy s přiblížením k nulové hodnotě odchylky jsou dobře známy např. při realizaci etalonů. Velikost tolerančního pole je zde často závislá na kombinaci mnoha dílčích faktorů. Dříve bylo zvykem u vyhodnocení souboru naměřených hodnot pracovat s chybami. V dnešní době se vyhodnocení souboru naměřených hodnot provádí pomocí vyjádření nejistot měření.

2.6.1 NEJISTOTA MĚŘENÍ

Nejistota měření vyjadřuje rozsah hodnot v okolí výsledku měření. Zdrojem nejistot jsou veškeré jevy, které ovlivňují neurčitost jednoznačného stanovení výsledku měření. Je známa celá řada zdrojů nejistot a jejich postihnutí je v mnoha případech obzvlášť složité a vyžaduje zkušenost s druhem prováděného měření. Nejčastěji se vyskytují tyto zdroje nejistot: [4]

- neúplná či nedokonalá definice měřené veličiny nebo její realizace;
- nevhodný výběr měřicího přístroje;
- nevhodný postup při měření;
- zjednodušení převzatých hodnot a konstant (zaokrouhlování);
- aproximace, linearizace, interpolace nebo extrapolace při vyhodnocení;
- neznámé nebo nekompenzované vlivy prostředí;
- nestejné podmínky při opakovaném měření;
- subjektivní vlivy obsluhy;
- nepřesnosti referenčních materiálů a etalonů.



Určování nejistot je založeno na statistickém přístupu a předpokladu určitého rozdělení pravděpodobnosti. Toto rozdělení popisuje, jak se může udávaná hodnota odchylovat od hodnoty skutečné, resp. pravděpodobnost, s jakou se vyskytuje skutečná hodnota v intervalu udávaném nejistotou. Míru nejistoty měření vyjadřuje směrodatná odchylka udávané veličiny, která se označuje jako standardní nejistota - u . Ta se dělí na standardní nejistotu typu A (u_A) a typu B (u_B). Na nejistoty typu A a B navazuje kombinovaná standardní nejistota - u_C , která je jejich sumací. [4]

STANDARDNÍ NEJISTOTA u_A

Vyhodnocení standardní nejistoty typu A vychází ze série měření stejné hodnoty za stejných podmínek, kdy minimální počet měření je 10, a následné statistické analýzy. Pro standardní nejistotu typu A poté platí následující vztah. [4]

$$u_A = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \cdot \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}, \quad (21)$$

kde:	y_i	[různé]	je - měřená veličina při i-tém měření,
	u_a	[-]	- standardní nejistota typu A,
	\bar{y}	[různé]	- průměr veličiny y z n měření,
	i	[-]	- index měření,
	n	[-]	- počet měření.

STANDARDNÍ NEJISTOTA u_B

Standardní nejistoty typu B jsou způsobovány známými příčinami vzniku, kterými jsou například nedokonalé měřicí přístroje, použité měřicí metody, způsoby vyhodnocování, nepřesné hodnoty konstant, nebo i nedostatečné zkušenosti pracovníků v laboratoři. Pro vyhodnocení standardní nejistoty typu B platí následující vztah. [4]

$$u_B = \sqrt{\sum_{j=1}^p A_j^2 \cdot u_{Bzj}^2}, \quad (22)$$

kde:	u_B	[-]	je - standardní nejistota typu B,
	u_{Bzj}	[-]	- standardní nejistoty typu B jednotlivých zdrojů,
	A_j	[-]	- součinitel citlivosti jednotlivých zdrojů,
	j	[-]	- index zdrojů nejistot,
	p	[-]	- počet zdrojů nejistot.

Standardní nejistoty typu B od jednotlivých zdrojů se určí podle následujícího vztahu. [4]

$$u_{Bzj} = \frac{Z_{jmax}}{k}, \quad (23)$$

kde:	Z_{jmax}	[různé]	je - maximální odchylka způsobená j-tým zdrojem nejistoty,
	k	[-]	- součinitel vycházející ze zákona rozdělení.

($k=2$ normální rozdělení, $k=1,73$ rovnoměrné rozdělení, $k=2,45$ trojúhelníkové rozdělení).



Součinitel citlivosti jednotlivých zdrojů se stanovuje pouze za předpokladu, že veličina y je funkcí j -tého počtu vstupních veličin x_j . V takovém případě se součinitel určí podle vztahu.[4]

$$A_j = \frac{\partial y}{\partial x_j}, \quad (24)$$

kde: A_j [-] je - součinitel citlivosti jednotlivých zdrojů,
 x_j [různé] - j -tý počet vstupních veličin.

Ze zjištěných a vypočítaných dat je výhodné sestavit bilanční tabulku, na základě které se stanoví standardní nejistota typu B. Příkladem takové tabulky je Tabulka 1. [4]

Hladina akustického tlaku							
j	Zdroj chyby	z_{\max} (dB)	Rozdělení	k	A (-)	u_{Bj} (dB)	$A^2 \cdot u_{Bj}^2$
1	chyba hlukoměru						
2	chyba kalibrace - kalibrátoru						
3	chyba při kalibrování						
4	chyba FRF mikrofonu						
5	chyba metody měření						
6	chyba měření délkových rozměrů						
7	chyba způsobená vibracemi						
8	chyba způsobená kolísáním teploty						
9	chyba způsobená kolísáním tlaku						
10	chyba způsobená kolísáním vlhkosti						

Tabulka 1 – Příklad bilanční tabulky [4]

KOMBINOVANÁ STANDARDNÍ NEJISTOTA u_C

Kombinovaná standardní nejistota u_C se určí sumací standardních nejistot u_A a u_B pomocí následujícího vztahu. [4]

$$u_C = \sqrt{u_A^2 + u_B^2}, \quad (25)$$

kde: u_C [-] je - kombinovaná standardní nejistota.

ROZŠÍŘENÁ NEJISTOTA U

Rozšířená nejistota U se zavádí v případě, když je potřeba zajistit větší pravděpodobnost výskytu skutečné hodnoty v tolerančním poli výsledku měření. Toho docílíme vynásobením kombinované nejistoty u_C koeficientem rozšíření k_R . [4]

$$U = u_C \cdot k_R, \quad (26)$$

kde: U [-] je - rozšířená nejistota,
 k_R [-] - koeficient rozšíření.

DEKLARACE NEJISTOT

Deklarace nejistot může být provedena dvěma způsoby: [4]

1. výsledek \pm rozšířená nejistota [jednotka];
2. výsledek [jednotka]
 kombinovaná nejistota [jednotka].



3 AKUSTIKA A METODA KONEČNÝCH PRVKŮ (MKP)

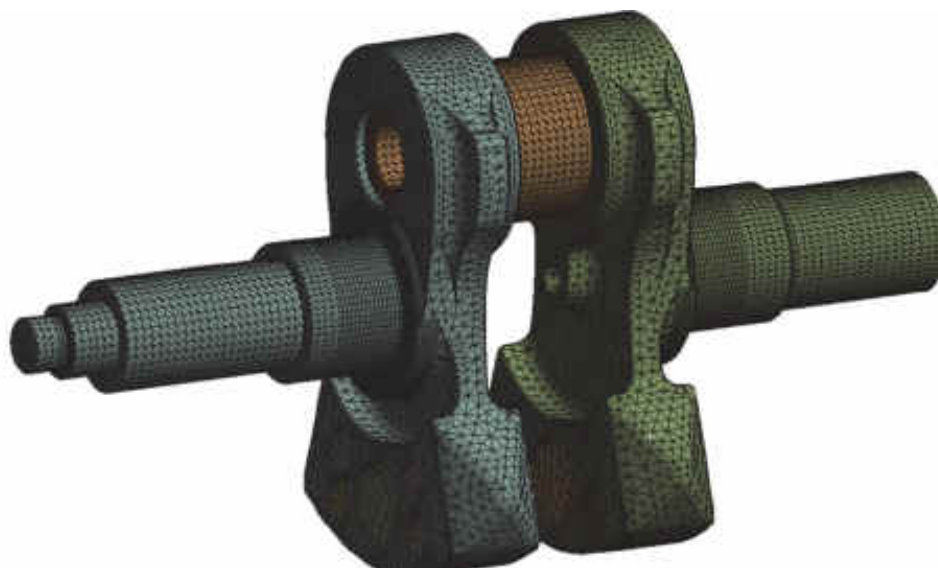
Problematika většiny vědeckotechnických výpočtů je dnes založena na řešení známých diferenciálních rovnic matematické fyziky. Před nástupem počítačů byly pro výpočetní postupy používány předpoklady, které zjednodušovaly reálný fyzikální problém na situaci příhodnou pro analytický výpočet (geometricky jednoduché oblasti, zvláštní případy okrajových podmínek). Pokrok v oblasti výpočetní techniky umožnil aplikaci moderních výpočetních metod, které mohou být uplatněny na geometricky složité součásti / fyzikální prostředí a okrajové podmínky běžně se vyskytující v technické praxi. Mezi moderní výpočetní metody patří: [5]

- metoda sítí – Finite Difference Method (FDM);
- metoda konečných objemů – Finite Volume Method (FVM);
- metoda konečných prvků – Finite Element Method (FEM);
- metoda hraničních prvků – Boundary Element Method (BEM);
- statistická energetická analýza – Statistical Energy Analysis (SEA).

Každá z těchto metod má svoje základní vlastnosti určující jejich vhodnost pro řešení určitého fyzikálního problému. Základní přehled uvedených metod uvádí např. [5],[6].

3.1 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ MKP

Metoda konečných prvků (MKP, FEM) je moderní a vysoce efektivní numerická metoda pro řešení vědeckých a technických úloh. V současné době se jedná o nejpoužívanější metodu pro řešení problémů popsaných pomocí diferenciálních rovnic. Metodu konečných prvků vymyslel americký fyzik německého původu Richard Courant již v roce 1943. Její znovuoobjevení se uskutečnilo zhruba za dalších deset let americkými inženýry, kteří metodu použili při provádění pevnostních výpočtů leteckých konstrukcí. Velký rozmach ve studiu a vývoji MKP (FEM) nastal až v šedesátých letech. Vývoj probíhal také u nás, kde v roce 1968 brněnský profesor Miloš Zlámal jako první dokázal konvergenci MKP.[5]

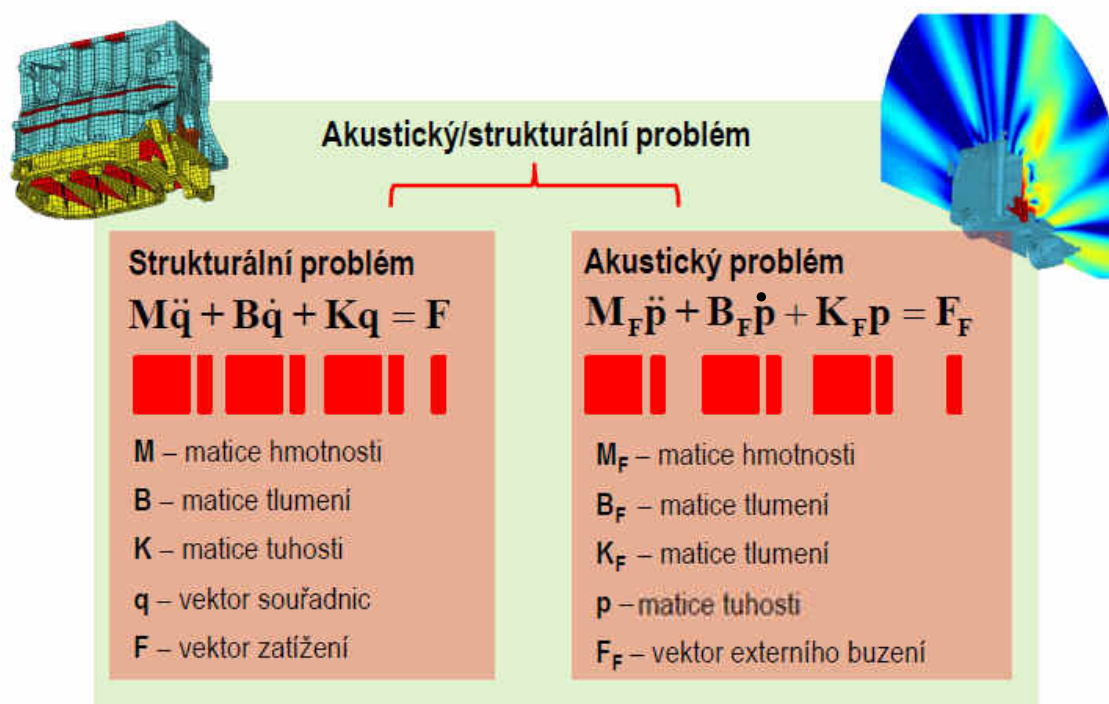


Obrázek 14- Kliková hřídel diskretizovaná na konečný počet elementů [7]



Princip MKP spočívá v rozdělení vyšetřovaného tělesa na konečný počet oblastí (tzv. triangulace). Těmito oblastmi mohou být například trojúhelníky nebo čtyřúhelníky pro 2D úlohy a nebo například čtyřstěny, pětistěny nebo kvádry pro úlohu ve 3D. Následným krokem je minimalizace odpovídající potenciální energie na množině po částech spojitých polynomických funkcí nad v předchozím kroku vytvořenou triangulací. Převedení na řešení soustavy lineárních (popř. nelineárních) algebraických rovnic se poté provede vhodnou volbou báze funkcí. Matice vytvořených rovnic je řídká (obsahuje většinou nulové prvky), což je výhodné pro snížení nároků na počet prováděných aritmetických operací a paměť počítače. Díky této vlastnosti jsme dnes schopni pomocí MKP řešit obrovské soustavy o milionech rovnic a milionech neznámých. Metoda konečných prvků nachází své využití především v oblasti pružnosti a pevnosti. Metoda se ale ve velké míře používá pro řešení oblasti teplotních polí, akustických problémů a obecně potenciálních úloh stacionárních i nestacionárních. [5] Matematický princip funkce metody konečných prvků detailně popisuje např. [8].

3.2 PROBLEMATIKA VIBROAKUSTIKY V MKP



Obrázek 15 – Maticový zápis rovnic popisujících strukturální/akustický problém

Diskretizace vnitřního vibroakustického problému pomocí přirozených polí pro popis struktury (ty které lze přímo měřit), tj. posunutí pro strukturu a akustický tlak pro akustické prostředí, vede k maticovému systému:[9]

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ L^T & M_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}(t) \\ \ddot{p}(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} B & 0 \\ 0 & B_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}(t) \\ \dot{p}(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K & -L \\ 0 & K_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q(t) \\ p(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F(t) \\ F_F(t) \end{Bmatrix}, \quad (27)$$

kde: L $[-]$ je - vibroakustická spojovací matice.




Matice **B** a **B_F** představují strukturální a akustické ztráty. Tato formulace problému zahrnuje hypotézu, že u spojení struktura – akustické prostředí nevznikají žádné ztráty a vnitřní ztráty mohou být reprezentovány pomocí ekvivalentních viskózních modelů.[9]

Nespojitý charakter formulace vyvolává problémy s rozložením tohoto druhu problému pomocí modálního rozkladu. Některé výzkumné práce se zaměřili na nalezení symetrických formulací určených pro spojení vibrační struktury s akustickým prostředím. Tyto formulace se však až doposud potýkají se svými problémy, a proto nemohou být efektivně využity. Velmi používaná technika pro redukci modelu v oblasti numerické analýzy je založena na dvou oddělených bázích (zvlášť struktura a zvlášť akustické prostředí). Řešení je v tomto případě promítnuto na spojeném systému těchto bází. [9] Podrobné matematické odvození rovnice akustického i strukturálního problému uvádí [8].

3.3 TVORBA AKUSTICKÉ ANALÝZY POMOCÍ MKP

Postup při řešení MKP akustické analýzy je v podstatě shodný s postupem jakékoli jiné MKP analýzy a skládá se z těchto kroků:

- 
1. stavba modelu;
 2. nastavení prostředí modelu;
 3. definování materiálových vlastností;
 4. tvorba konečno-prvkové sítě modelu;
 5. definování okrajových podmínek;
 6. definování zatížení a buzení;
 7. zohlednění interakce rozhraní struktura – akustické prostředí;
 8. vyřešení modelu;
 9. zpracování výsledků akustické analýzy.

1. Stavba akustického modelu v MKP je založena na tvorbě nebo importování objemových dat struktury a akustického prostředí z CAD modelu. Najdeme zde rozdílné požadavky na model pro řešení akustiky interiéru a exteriéru. Tyto požadavky zahrnují hlavně tvar akustického prostředí (interiér – kopíruje vnitřní tvar modelu, exteriér – koule, kvádr okolo struktury). V případě akustiky exteriéru je při volbě tvaru akustického prostředí třeba dbát na rozdílné přístupy v okrajových podmínkách hraniční vrstvy pro kouli a kvádr.

2. V případě softwaru ANSYS Mechanical APDL i dalších je akustické prostředí modelu vytvořeno pomocí speciálních prvků, vhodných pro tento druh analýz. Výčet a typické vlastnosti těchto prvků pro zmíněný software ilustruje Tabulka 2.

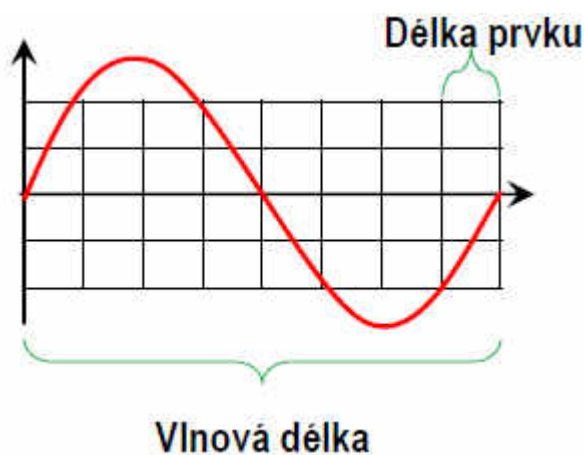
3. Materiálové vlastnosti definované pro akustické prvky mají více možností nastavení v závislosti na volbě materiálového modelu (materiálový model nespojitého ideálního plynu, ekvivalentní tekutinový materiálový model, viskózně-tepelný materiálový model). Základními vlastnostmi definovanými při každé akustické analýze jsou hustota a rychlost zvuku v akustickém prostředí např. vzduchu; $\rho_{\text{vzduch}}=1,21 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ a $c_{\text{vzduch}}=344\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ (pro normální teplotu 20 °C). Více o nastavení těchto materiálových modelů uvádí [10].



Element	Attribute	Degrees of Freedom per Node
FLUID29	2-D 4-node quadrilateral with triangle degeneracy	UX, UY, PRES (coupled element) PRES (uncoupled element)
FLUID129	2-D 2-node line	PRES
FLUID30	3-D 8-node hexagonal with prism with tetrahedral and pyramid degeneracy	UX, UY, UZ, PRES (coupled element) PRES (uncoupled element) UX, UY, UZ, PRES (coupled modal symmetric matrix)
FLUID130	3-D 4- or 8-node quadrilateral surface with triangle degeneracy	PRES
FLUID220	3-D 20-node hexagonal with pyramid and prism degeneracy	UX, UY, UZ, PRES (coupled element) PRES (uncoupled element) UX, UY, UZ, PRES (coupled modal symmetric matrix)
FLUID221	3-D 10-node tetrahedral	UX, UY, UZ, PRES (coupled element) PRES (uncoupled element) UX, UY, UZ, PRES (coupled modal symmetric matrix)

Tabulka 2 – Vlastnosti akustických prvků ANSYS Mechanical APDL [10]

4. Proces tvorby konečno-prvkové sítě začíná přidělením atributů, které zahrnují typ prvku a číslo materiálu. Důležitým parametrem z hlediska minimalizace chyby numerického řešení je dostatečná velikost prvku sítě, který je v případě akustické analýzy závislý na délce vlny (2) procházející strukturou i akustickým prostředím. Vytvořená síť by měla mít alespoň 6–8 prvků (10 prvků ANSYS Mechanical APDL) na délku vlny v případě prvků nízkého řádu (lineární) a alespoň 2–4 prvky (5 prvků ANSYS Mechanical APDL) na délku vlny v případě prvků vysokého řádu (kvadratické). Pokud jsou v modelu přítomny různé materiály, síť by měla mít hladký přechod mezi těmito částmi. Při tvorbě sítě není vhodné míchat prvky nízkého a vysokého řádu. [6] [10]



Obrázek 16 – Prvky MKP modelu aproximující vlnu [6]



5. Většina okrajových podmínek v akustické analýze může být aplikována na entitách konečných prvků nebo na pevných entitách rovinného nebo objemového modelu. Aplikace okrajových podmínek na entity modelu je výhodná v tom, že jsou nezávislé na podkladové síti konečných prvků. Nejvíce používané okrajové podmínky v případě akustické analýzy jsou podmínky akustického tlaku a podmínka absorpce zvuku na hranici modelu. Okrajové podmínky softwaru ANSYS Mechanical APDL ilustruje Tabulka 3. Podrobný popis a vysvětlení každé z těchto podmínek uvádí [10].

Boundary Condition	Solid Model Entities	FE Model Entities
Pressure (Sound-Soft Boundary, SSB)	Lines or Areas	Nodes
Rigid Wall (Sound-Hard Boundary, SHB)	None required	None required
Impedance Boundary Condition (IBC)	Areas	Nodes
Free Surface (Sloshing Effect)	Areas	Nodes
Absorbing Boundary Condition (ABC)	Areas	Nodes
Perfectly Matched Layers (PML)	Not Applicable	Elements

Tabulka 3 – Okrajové podmínky akustické analýzy ANSYS Mechanical APDL [10]

6. Existuje několik možností aplikace akustických zdrojů buzení, které mohou mít podobu podmínky akustického tlaku, normálové rychlosti nebo akcelerace ve vybraných uzlových bodech. Dále lze do modelu nebo mimo něj umístit zdroj akustických vln, který může mít podobu rovinných vln, monopólu, pulzující sféry, dipólu, popřípadě zezadu uzavřeného nebo otevřeného reproduktoru. Běžnou praxí je také buzení pomocí harmonické síly umístěné na model struktury. Další možnosti buzení uvádí [10].

7. Řešení akusticko–strukturální interakce lze získat buď pevně spojenou maticí (27) nebo přenášením zatížení. Pro pevně spojené řešení na sebe vzájemně působí struktura i akustické prostředí prostřednictvím spojování okrajových podmínek. Stupně volnosti výchylky i akustického tlaku jsou řešeny současně v modelu interakce struktura – akustické prostředí. Pro jednosměrný přenos zatížení připadá v úvahu pouze účinek struktury na akustické prostředí. Strukturální výsledky se v tomto případě používají jako budící zdroj během sekvenčního akustického řešení. [10]

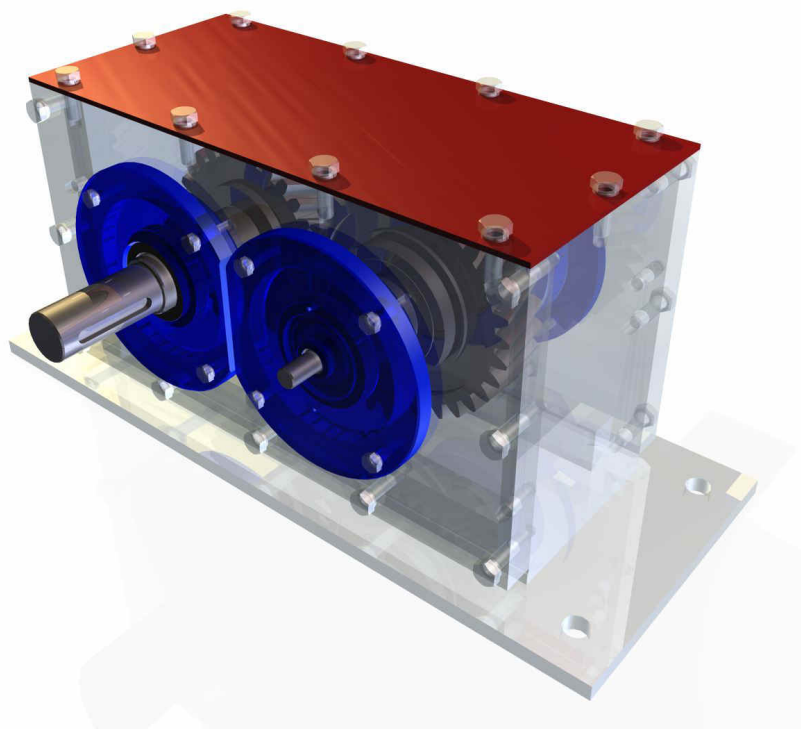
8. Pro ANSYS Mechanical APDL jsou k dispozici tři druhy řešení akustických analýz:

- modální analýza (Modal Analysis);
- harmonická analýza (Harmonic Analysis);
- přechodová analýza (Transient Analysis).

9. Pomocí následného zpracování můžeme dostat výsledky řešení v požadovaném tvaru a grafickém vyjádření. V případě harmonické analýzy se jedná hlavně o posunutí uzlů, akustický tlak v uzlech vážený nebo nevážený, rychlosti pohybu uzlů nebo gradient tlaku. Velmi užitečné je potom rozložení akustického tlaku nebo rychlosti vyšetřovaného prostoru v grafickém vyjádření.

4 ROVINNÁ DESKA

Součástí zvolenou pro hlukovou analýzu je ocelové víko, které je součástí experimentální převodovky. Tato převodovka má z důvodu názornosti jednoduché hranaté tvary a pouze jednostupňový převod s čelním ozubením a převodovým poměrem $i = 0,8709$. Základní rozměry převodové skříně jsou 350 x 158 x 202 [mm] (bez základny). Převodovka je určena pro vibrační a hlukové analýzy při různých zatěžujících stavech. Celkový vzhled experimentální převodovky ilustruje Obrázek 17. Analyzované víko převodovky je zde pro přehlednost zobrazeno červenou barvou.

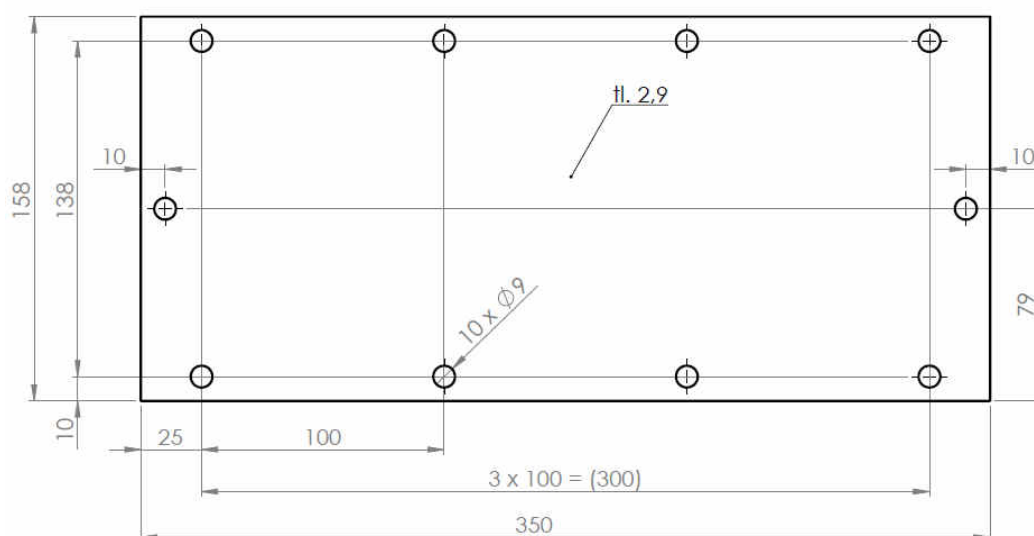


Obrázek 17 - Experimentální převodovka

Víko převodovky má tvar rovinné desky. Ta je definována jako kvádr, který má dva rozměry mnohem větší než rozměr třetí, což nahrává využití víka při navržené zvukové analýze. Základní materiálové vlastnosti víka jsou uvedeny v následující tabulce (Tabulka 4). Uvedené hodnoty odpovídají obecným vlastnostem ocelí a nemusí nutně odpovídat skutečné součásti. Ověření materiálových vlastností bude provedeno v kapitole 4.1. Rozměry víka převodovky ověřené měřením s přesností $\pm 0,05$ mm, jsou uvedeny v Obrázek 18.

Obecné materiálové vlastnosti víka převodovky			
Materiál	Hustota [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	Modul pružnosti v tahu [GPa]	Poissonovo číslo [-]
Ocel	7850	200	0,3

Tabulka 4 – Obecné materiálové vlastnosti víka převodovky [1]

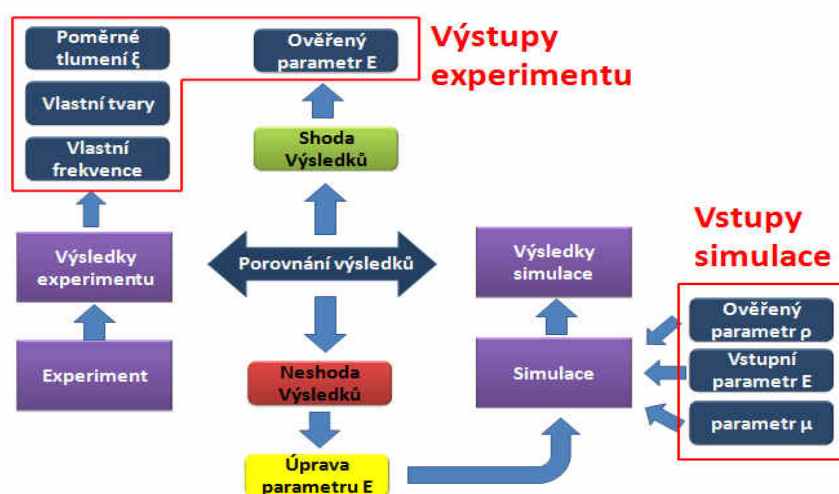


Obrázek 18 – Rozměrové schéma víka převodovky

4.1 EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ MATERIÁLOVÝCH VLASTNOSTÍ

4.1.1 POPIS OVĚŘENÍ MATERIÁLOVÝCH VLASTNOSTÍ

Ověření je založeno na porovnávání modálních vlastností víka převodovky získaných pomocí simulace a pomocí experimentu. Základní materiálové vlastnosti, které vstupují do netlumené modální analýzy, jsou hustota ρ , Poissonovo číslo μ a modul pružnosti v tahu E . Poissonovo číslo se v závislosti na ostatních materiálových vlastnostech oceli mění jen minimálně a z tohoto důvodu její hodnotu není nutné v průběhu simulací měnit. Hustotu víka lze ověřit pomocí postupů, které uvádí následující kapitola 4.1.2, a jedinou proměnnou pro simulaci modálních vlastností potom zůstává modul pružnosti v tahu. Porovnáním vlastních frekvencí a vlastních tvarů simulace a experimentu, a potom následnými úpravami modulu pružnosti získáme v rámci možností ověřený materiálový model. Dalším zpracováním experimentálně získaných dat přenosových funkcí získáme hodnoty poměrného tlumení ξ , které je nutné pro další krok MKP testování buzené struktury v akustickém prostředí. Schéma průběhu experimentu zobrazuje následující obrázek.



Obrázek 19 – Schéma průběhu experimentu ověření materiálových vlastností



4.1.2 EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ HUSTOTY

Hustota je jednou ze základních materiálových vlastností, která má vliv na rychlost vlnění procházejícím strukturou (viz. uvedené vztahy (6-10)), a tím pádem i na akustické vyzařování struktury do okolního prostředí. Jednoduchým dosazením do uvedeného vztahu (6) lze ověřit změnu rychlosti podélného vlnění v tenké ocelové tyči přibližně o 2,5 % při 5 % úpravě uvedené obecné hodnoty hustoty. Tuto změnu vstupních parametrů výpočtu již nelze zanedbat, a z tohoto důvodu byl proveden následující experiment ověření hustoty, který je založen na následujícím vztahu:

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (28)$$

kde: ρ [kg·m⁻³] je - hustota víka převodovky,
 m [kg] - hmotnost víka převodovky,
 V [m³] - objem víka převodovky.

Objem součásti byl určen na základě výpočtu z ověřovacího měření součásti. Pro měření bylo použito posuvné měřítko s digitálním zobrazováním a rozlišením 0.01 mm. Měření bylo vždy provedeno pro několik měřicích míst a výsledek zprůměrován. Z důvodu povrchových nerovností na víku jsem výslednou přesnost měření omezil na hodnotu $\pm 0,05$ mm a ověřené rozměrové schéma ilustruje Obrázek 18. Nejvíce problematické bylo měření tloušťky desky, která byla hodnocena pouze na obvodu a také nebyla stálá. Vykazovala hodnoty i lehce přes uváděných 2,9 mm. Tato skutečnost byla do výpočtu zohledněna v podobě vhodného zaokrouhlení výsledku celkového objemu, který se určil následujícím výpočtem:

$$V = V_{Des.} - V_{Děr} = (0,35 \cdot 0,158 \cdot 0,0029) - \left(10 \cdot \frac{\pi \cdot 0,009^2}{4} \cdot 0,0029 \right) = 1,59 \cdot 10^{-4} m^3$$

Pro určení hmotnosti víka byla použita laboratorní váha výrobce TSCALE s rozlišením 0,2 g. Realizaci měření i s naměřenou hodnotou v gramech zobrazuje Obrázek 20.



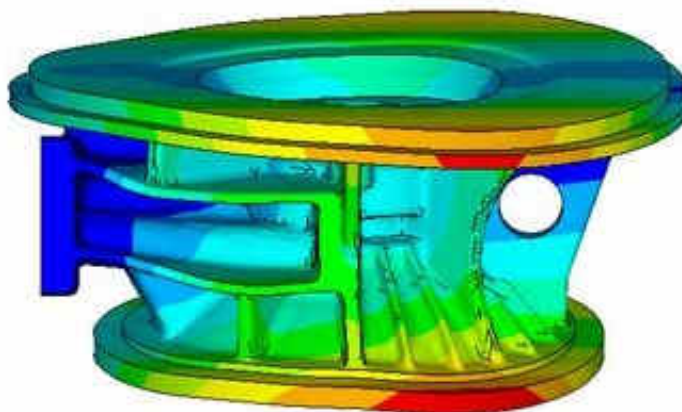
Obrázek 20 – Experimentální ověření hmotnosti víka převodovky

Experimentálně ověřená hustota se následně získá dosazením získaných hodnot do vztahu (28):

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{1.255}{1.59 \cdot 10^{-4}} = 7893 \text{ kg/m}^3$$

4.1.3 MODÁLNÍ ANALÝZA

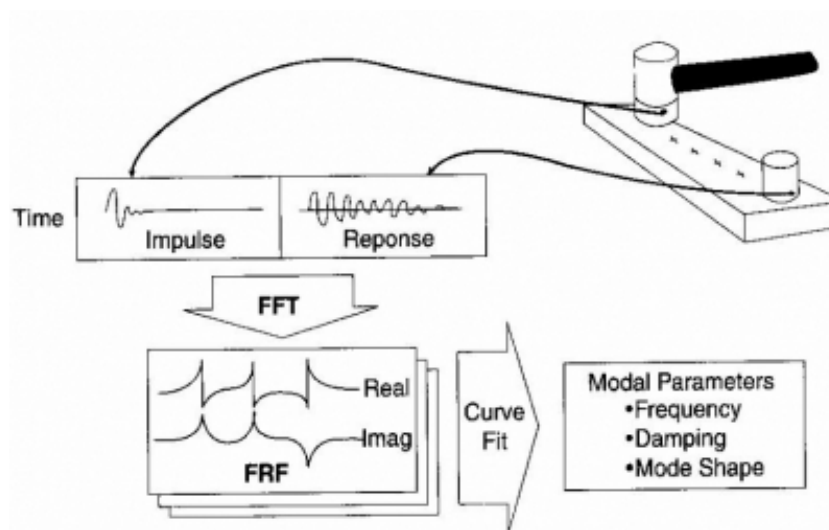
Základním prostředkem ke zkoumání dynamického chování struktur je modální analýza. Tuto analýzu lze provést buď výpočtem, nebo pomocí technického experimentu. Výstupem jsou tzv. vlastní módy, které reprezentují určitý vlastní tvar kmitání při stanovené vlastní frekvenci. Stanovuje tedy, v jakých budicích frekvencích dosáhne objekt rezonance a jakým způsobem bude kmitat. Výstupem zde ale není informace o velikosti výchylky kmitání, kterou postihne až komplexnější harmonická analýza. Výsledky modální analýzy lze použít pro predikci nebezpečných stavů, ke kterým může docházet při provozu na sledované součásti, nebo na celém strojním zařízení. Výpočet analýzy je založen na nalezení vlastních čísel a vlastních vektorů vyřešením soustavy diferenciálních rovnic. Detailní popis matematického řešení uvádí např. [11]. Pro jednoduché součásti lze výpočet provést pomocí analytických vztahů, které ale s narůstající složitostí modelu ztrácí na přesnosti, a mají pouze informační charakter o hrubém intervalu výskytu vlastních frekvencí. Pro geometricky složitější modely je výhodné použít numerické řešení pomocí MKP, které má zásadní výhodu v rychlosti výpočtu a možnosti testovat velké modely. Naopak nevýhody tohoto přístupu vyplývají z nutnosti přesného modelu testované součásti a ověřených materiálových vlastností. V opačném případě výpočet ztrácí na přesnosti.



Obrázek 21 – Modální analýza skříně turbodmychadla [15]

Experimentální řešení modální analýzy spočívá ve sledování odezvové funkce v časové závislosti na budicím signálu, který může být širokospektrální (modální kladívko, bílý nebo jiný šum při buzení budičem vibrací), nebo časově proměnný harmonický (budič vibrací). Na sledované součásti se nejprve určí rastr bodů, který slouží k reprezentaci celé součásti. V jednom z těchto bodů umístíme akcelerometr, případně měříme pomocí laserového vibrometru. Poté v jednotlivých bodech provádíme buzení pomocí modálního kladívka a sledujeme synchronně dvě veličiny. - Funkci síly v časové doméně klepnutím modálního kladívka a odezvový signál v časové doméně od snímače vibrací. Uložený signál se následně převádí do frekvenční domény a pro každý bod získáváme specifickou odezvovou funkci.

Detailní popis zpracování signálu uvádí např. [12]. Měření modálních vlastností může ale probíhat i způsobem, kdy je buzení prováděno stále v jednom bodě opět pomocí rázového kladívka, nebo častěji pomocí budiče vibrací a ostatní body jsou měřeny pomocí přesouvaného akcelerometru nebo laserového vibrometru. Výhodou experimentální modální analýzy je přesnost výsledků, které odpovídají reálnému stavu součásti (strojního zařízení). Nevýhodou je nutnost výroby fyzického prototypu a pořízení nákladného měřicího vybavení. Schéma měření modálních vlastností s modálním kladívkem a akcelerometrem zobrazuje následující obrázek.



Obrázek 22 – Schéma experimentální modální analýzy s modálním kladívkem a akcelerometrem [13]

Obecně je akustická emise rovinné desky silně ovlivněna modálními vlastnostmi. Ve vlastních frekvencích dochází k rezonančním stavům, které se projevují na povrchu desky v podobě zesílení amplitudy vibrací. Zároveň, v závislosti na vlastním tvaru kmitání desky, zde dochází k různému zesílení přenosu akustické energie na okolní prostředí. Vlastní frekvence tedy mohou být v našem případě využity i jako budicí při experimentálním měření hluku.

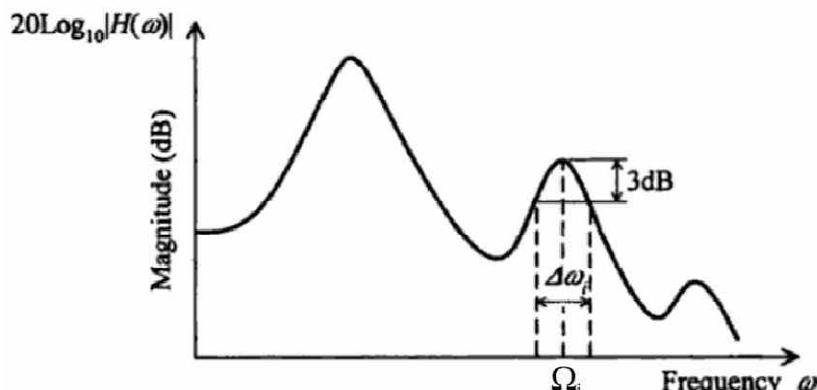
TLUMENÍ

Dalším důležitým výstupem modální analýzy je charakter tlumení. Tlumení je definováno jako souhrn složitých nevratných procesů, které mají za následek ztrátu části mechanické energie pohybující se soustavy. Nejčastěji používaným prostředkem pro hodnocení tlumení soustavy je tzv. poměrné tlumení ξ_i . U ocelových konstrukcí nabývá poměrné tlumení běžně hodnot okolo 0,001÷0,005 [18], častěji však bývá vyjádřeno pomocí procentuálního zápisu (0,1÷0,5%). Odhad poměrného tlumení se provádí pomocí Metody postranních frekvencí, zvlášť pro každý i-tý mód kmitání [19]:

$$\xi_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta\omega_i}{\Omega_i}, \quad (29)$$

kde: ξ_i [-] je - poměrné tlumení;
 $\Delta\omega_i$ [rad.s⁻¹] - rozdíl spodní a horní prahové úhlové rychlosti pásma;
 Ω_i [rad.s⁻¹] - i-tý rezonanční stav.

Spodní a horní prahová frekvence pásma jsou hodnoty odpovídající poklesu přenosové funkce na $\frac{1}{\sqrt{2}}$ násobek maximální hodnoty. V případě použití decibelových jednotek odpovídá pokles maxima hodnotě 3dB. Celou situaci ilustruje Obrázek 23.



Obrázek 23 - Stanovení poměrného tlumení [19]

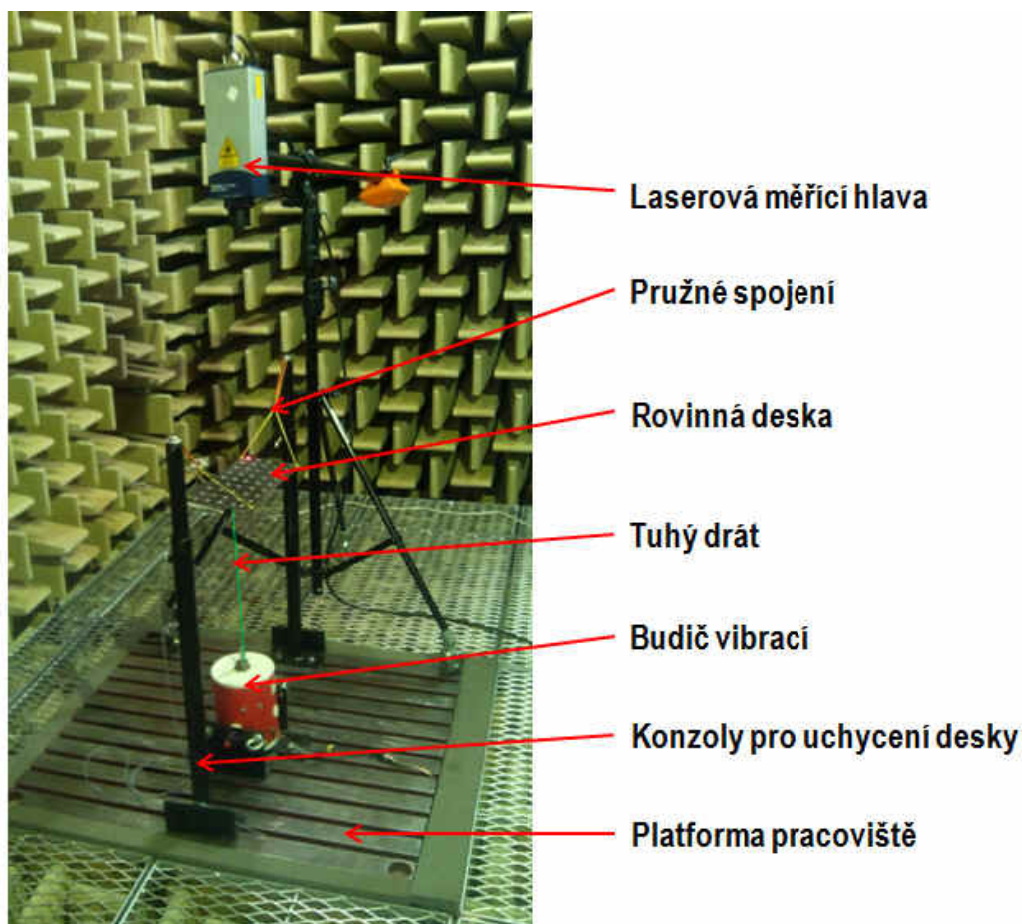
4.1.4 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ MODÁLNÍCH VLASTNOSTÍ

STANOVENÍ PARAMETRŮ EXPERIMENTU MĚŘENÍ MODÁLNÍCH VLASTNOSTÍ

Na základě teorie uvedené v [13] a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce byly zvoleny následující parametry experimentu:

- měření provedeno v prostorách bezdozvukové komory ÚADI;
- snímání vibrací povrchu desky pomocí bezkontaktní metody (laserového vibrometru);
- buzení pomocí budiče vibrací;
- rovinná deska uchycena horizontálně nad budič vibrací pomocí pružného gumového spojení o nízké tuhosti;
- budič vibrací pevně uchycen na platformě bezdozvukové komory;
- spojení budiče vibrací a rovinné desky pomocí tenkého tuhého drátu;
- spojení budiče vibrací a rovinné desky prochází přes dynamický snímač síly;
- buzení harmonickým signálem o proměnné frekvenci v rozsahu 0-2200 Hz.

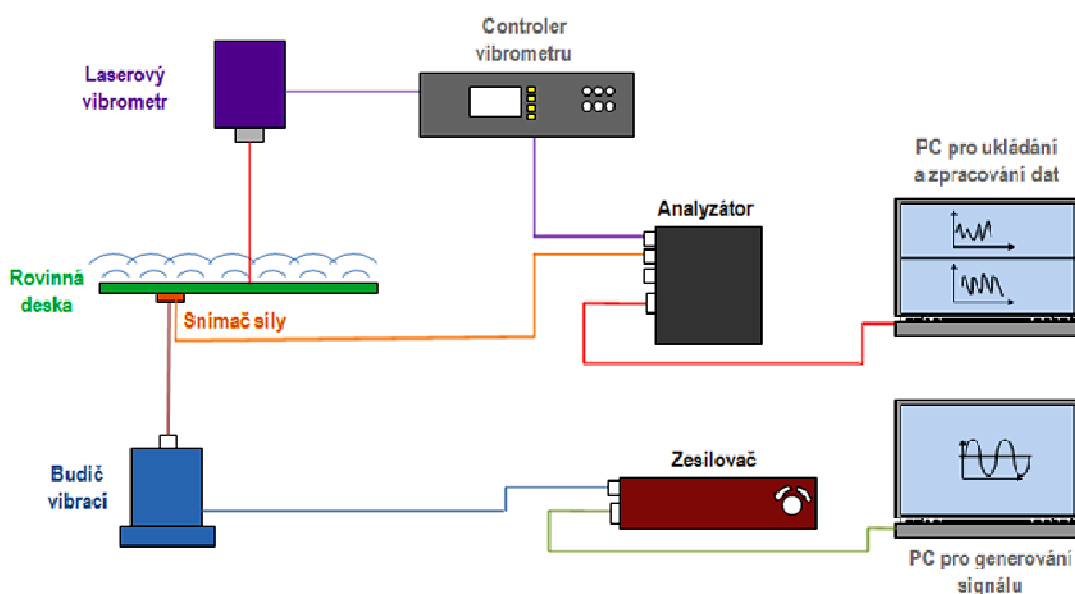
Pro hodnocení vibrací povrchu desky byl zvolen princip bezdotykového měření laserovou hlavou (Polytec OFV 505/5000). Tento způsob byl zvolen z důvodu lehké konstrukce desky a možného ovlivnění vlastních frekvencí při použití kontaktního snímače vibrací (výrazný vliv hmotnosti kontaktního snímače). Snímač síly byl do měřicího řetězce umístěn z důvodu kontroly budicí frekvence. Tento snímač je k rovinné desce připevněn pomocí pevného lepeného spoje. Celou situaci při experimentálním měření modálních vlastností zobrazuje Obrázek 24.



Obrázek 24 – Měření modálních vlastností

MĚŘICÍ APARATURA PRO MĚŘENÍ MODÁLNÍCH VLASTNOSTÍ

Zapojení prvků použité měřicí aparatury včetně členů budicí části ilustruje následující schéma.



Obrázek 25 – Schéma zapojení při měření modálních vlastností



LASEROVÝ VIBROMETR

Pro snímání vibrací povrchu desky byl použitý modulární vibrometr POLYTEC OFV-505/5000. Jedná se o modulární systém, jehož součástí je samostatná hlava OFV - 505, která je připojená k jednotce dekodérů OFV – 5000. Laserová hlava pracuje s helium-neonovým laserem (viditelné červené spektrum) a snímání rychlosti povrchu je zde založeno na principu interferometrie (měření fázového rozdílu mezi referenčním a měřeným paprskem). Frekvenční rozsah vibrometru je pro použitý digitální dekodér 350 kHz a rychlosti 0,5 m/s při maximálním rozlišení 0,02 $\mu\text{m/s}/\sqrt{\text{Hz}}$. [20]



Obrázek 26 – Laserový vibrometr POLYTEC OFV 505/5000 [20]

DYNAMICKÝ SNÍMAČ SÍLY

Použitým snímačem síly je Brüel & Kjaer typ 8230-001. Tento snímač má kalibrovanou citlivost 21,52 mV/N a frekvenční rozsah 0-7500 Hz. Na snímač může působit maximální tlaková síla 4500 N a tahová síla 2200 N. Měřicí rozsah snímače v tahu i tlaku je 220 N. Přesnost snímače je zde vyjádřena chybou linearity na plném rozsahu, která dosahuje hodnoty menší než $\pm 1\%$. [16]



Obrázek 27 - Dynamický snímač síly Brüel & Kjaer typ 8230-001 [16]

ANALYZÁTOR

Zařízením použitým pro analýzu signálu je multianalyzátor Brüel & Kjaer 4560-B-030. Jedná se o zařízení určené pro analýzu hluku a vibrací s frekvenčním rozsahem 0-25,6 kHz s pěti vstupními kanály (na každém můžeme provádět různé druhy analýz současně) a jedním

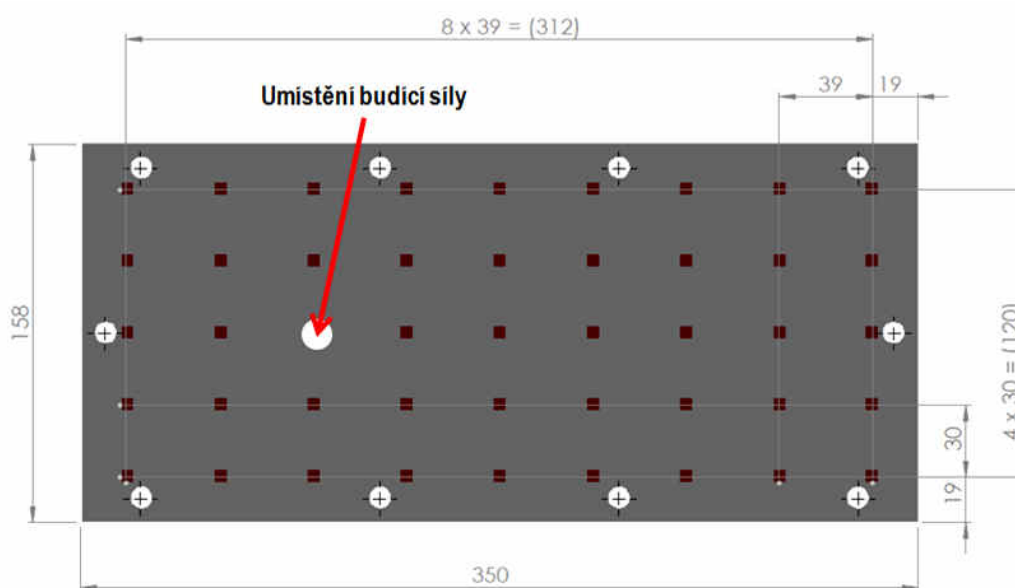
výstupním. Analyzátor komunikuje s PC pomocí rozhraní LAN a spolupracuje s operačním systémem Windows. [17]



Obrázek 28 – Analyzátor Brüel & Kjær 4560-B-030 [17]

URČENÍ MĚŘICÍCH MÍST

Pozice a počet měřicích bodů byl určen na základě tvaru rovinné desky a charakteru předpovídaných vibračních stavů. Hustota sítě zde musí být volena tak, aby bylo možné pomocí softwarového nástroje Pulse LabShop dostatečně přesně reprodukovat vlastní tvary i vyšších frekvencí. Reflexní páskou bylo označeno celkem 45 bodů rozmístěných do pravidelné mřížky a jeden z těchto bodů následně zvolen pro umístění budicí síly (budič vibrací). Pozice tohoto bodu je volena asymetricky z důvodu uzlových bodů základních vlastních tvarů ve středu desky (při symetrickém umístění by řada těchto vlastních tvarů nemusela být vybudena). Rozmístění měřicích bodů ilustruje následující schéma.



Obrázek 29 – Pozice měřicích bodů modálních vlastností

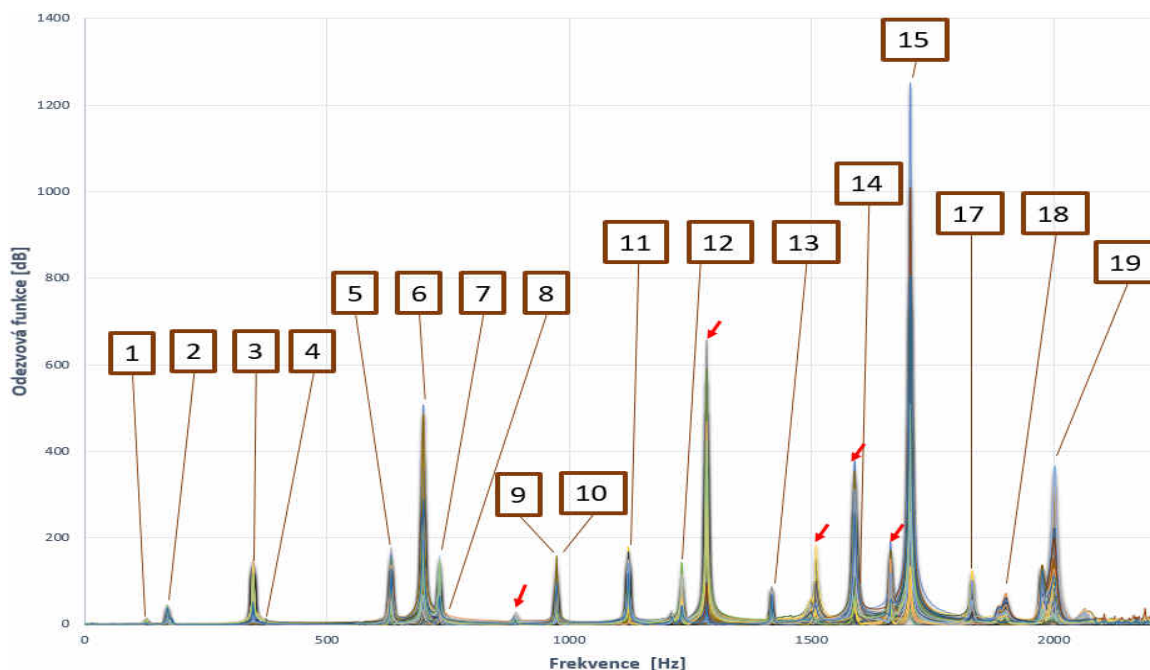


EXPERIMENT MĚŘENÍ MODÁLNÍCH VLASTNOSTÍ

Měření vibrací rovinné desky za účelem zjištění modálních vlastností probíhalo postupně pro všech 45 bodů na základě šablony vytvořené v programu PULSE LabShop. Pro každý bod byl vytvořen soubor se záznamem rychlosti povrchu (laserový vibrometr) a průběhu síly (pouze kontrola budicí frekvence) v závislosti na čase. Po každém měření bylo třeba laser přestavit do své nové polohy nad další měřený bod. Při tomto přestavování bylo důležité dbát na kolmost ustavení laseru vzhledem k povrchu desky a ustálení vibrací stojanu laseru vzniklých přesouváním. Výsledky získané v časové doméně byly následně zpracovány pomocí výše zmíněného programu převedením do frekvenční domény. Tímto byla získána závislost odezvy na frekvenci a následně určeny vlastní frekvence. Dalším „postprocesovým“ zpracováním byly získány i hodnoty poměrného tlumení a vlastní tvary porovnávány s výsledky simulací. Naměřená data reprezentují následující graf závislosti odezvy na frekvenci a tabulka vlastních frekvencí a poměrného tlumení. Z grafu je patrné, ve kterých frekvencích docházelo k nárůstu přenosové funkce. Jednotlivé vlastní frekvence jsou označeny číselně a v těchto bodech byly dále vyhodnoceny i vlastní tvary uvedené v kapitole 4.1.6. V grafu si můžeme všimnout, že některé vrcholy odezvy neodpovídají vlastním frekvencím desky (označené červeně). Tyto místa s největší pravděpodobností odpovídají vlastním frekvencím budicí sestavy (budič vibrací, tuhý drát spojení budiče vibrací a desky). Na základě porovnání s následnou simulací modálních vlastností pomocí MKP byly zjištěny nevybuzené vlastní módy 6 a 16. To může mít na svědomí umístění budicí síly do uzlového bodu nebo pouze slabá odezva konkrétního módu.

Experimentální modální analýza		
Mód	Vlastní frekvence [Hz]	Poměrné tlumení ξ [%]
1	127	0,585
2	172	0,891
3	348	0,417
4	373	0,346
5	634	0,202
6	-	-
7	698	0,253
8	732	0,170
9	965	0,150
10	973	0,112
11	1129	0,128
12	1280	0,118
13	1415	0,069
14	1662	0,103
15	1706	0,109
16	-	-
17	1832	0,133
18	1976	0,142
19	2002	0,214

Tabulka 5 – Hodnoty vlastních frekvencí a poměrného tlumení experimentální modální analýzy



Graf 1 – Odezvová funkce rovinné desky

4.1.5 SIMULACE MODÁLNÍCH VLASTNOSTÍ

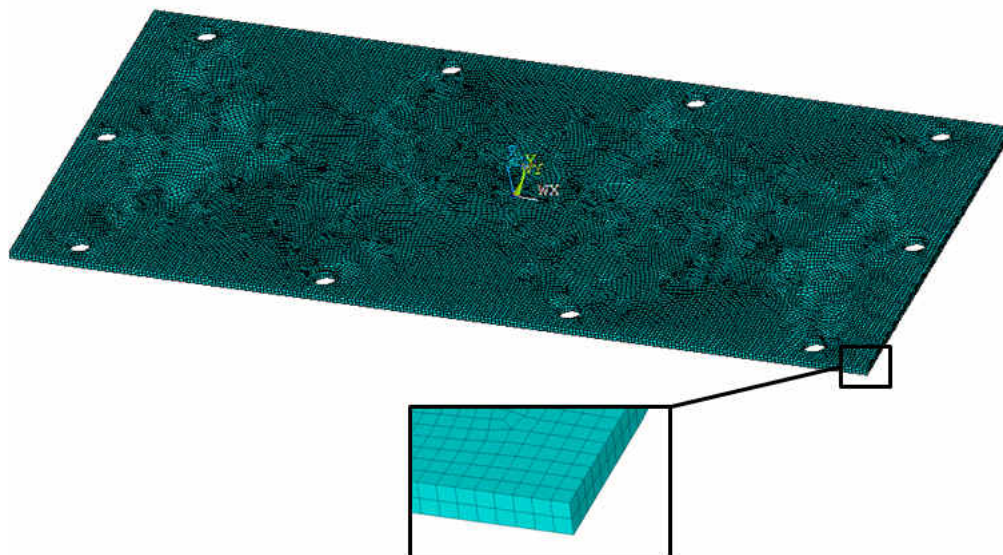
Pro simulaci modálních vlastností víka převodovky byl použitý simulační nástroj ANSYS, konkrétně verze Mechanical APDL, do kterého byl v první řadě importován ověřený CAD model víka převodovky (rovinné desky) a dále nadefinované konkrétní materiálové vlastnosti (Poissonovo číslo, modul pružnosti v tahu a ověřená hustota).

Density for Material Number 1		Linear Isotropic Material Properties for Material Number 1	
Temperatures	T1 0	Temperatures	T1 0
DENS	7893	EX	2.08E+011
		PRXY	0.3

Obrázek 30 – Zadání materiálového modelu ANSYS Mechanical APDL

V dalším kroku byl definovaný prvek pro tvorbu konečno-prvkového modelu „Solid 186“ a vytvořena konkrétní konečno-prvková síť za pomoci metody „Hex/wedge“ a aplikování funkce „sweep“. Ta zajistila rovnoměrné rozdělení prvků ve směru tloušťky desky (Obrázek 31). Následně byl zvolen typ analýzy „Modal“, zvolena metoda řešení „Block Lanczos“ a nastaven počet třiceti řešených módů. Tento počet dostatečně pokryje sledované spektrum výsledků 0-2000 Hz. V modelu nebyly dále definovány žádné vazby působící na desku a byly tak dodrženy podmínky volné modální analýzy. Pro zajištění korektnosti výsledků byla provedena analýza vlivu velikosti prvku modelu na výsledky simulace. Analýzou bylo zjištěno, že pro prvky velikosti 3mm a 2mm je rozdíl výsledků menší než 0,1%. Z důvodu vyšší přesnosti a nízké časové náročnosti modálních výpočtů byla pro následné porovnávací simulování zvolena velikost prvku 1,5 mm. V následné sérii simulací byla měněna pouze hodnota modulu pružnosti v tahu materiálového modelu a výsledky simulací porovnávány

s hodnotami vlastních frekvencí zjištěnými pomocí technického experimentu. Výstupem tohoto procesu simulací a porovnávání je pravděpodobná hodnota modulu pružnosti skutečného víka převodovky **$E = 208 \text{ GPa}$** .



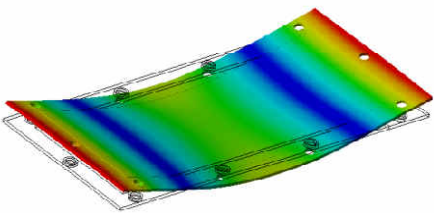
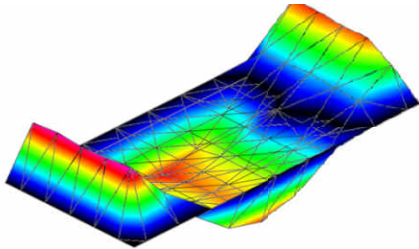
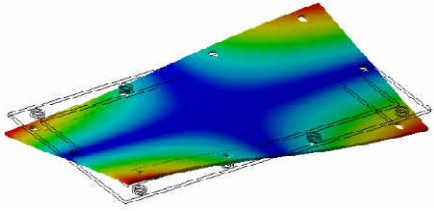
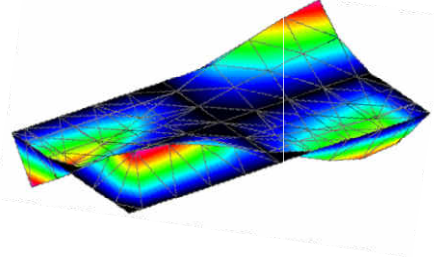
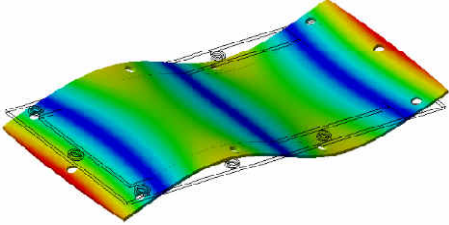
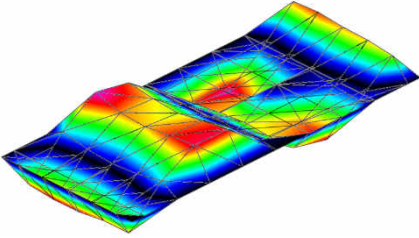
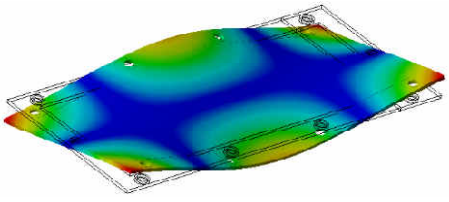
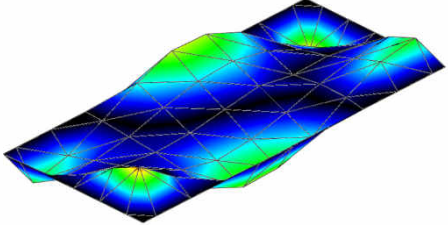
Obrázek 31 – Konečno-prvková síť rovinné desky při simulování modálních vlastností

Simulace modálních vlastností $E=208 \text{ GPa}$	
Mód	Vlastní frekvence [Hz]
1	125,7
2	171,8
3	348,3
4	372,2
5	624,5
6	631,5
7	705,8
8	723,4
9	965,2
10	973,6
11	1144,2
12	1303,5
13	1413,5
14	1681,5
15	1726,6
16	1753,1
17	1839,9
18	1968,0
19	2077,4

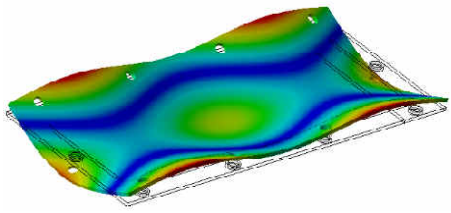
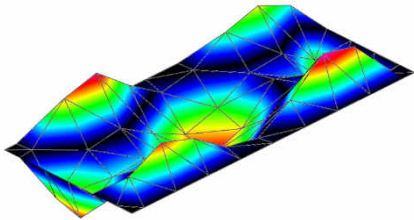
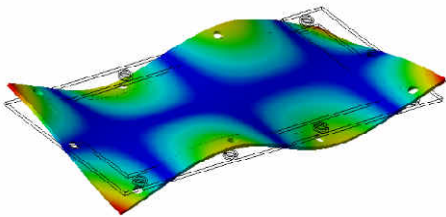
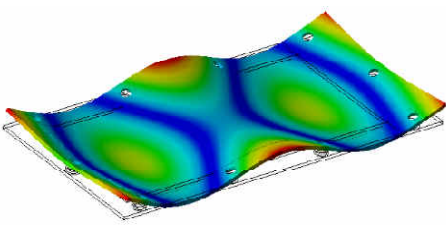
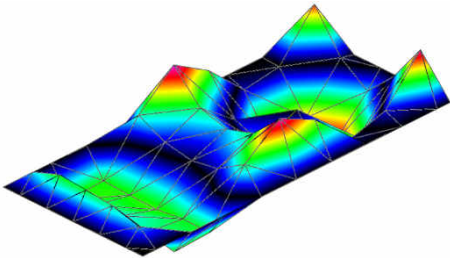
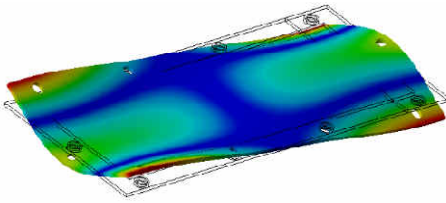
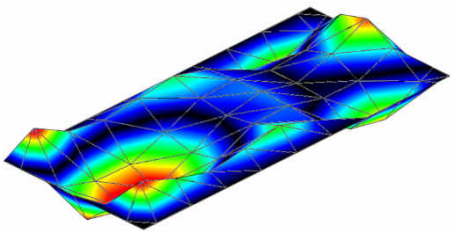
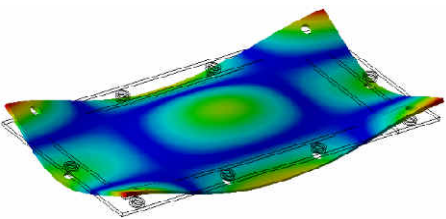
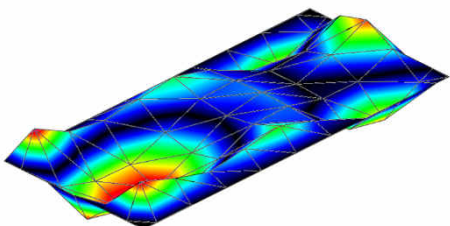
Tabulka 6 – Vlastní frekvence simulace modálních vlastností ověřeného materiálového modelu

4.1.6 POROVNÁNÍ MODÁLNÍCH VLASTNOSTÍ ZVOLENÉHO MATERIÁLOVÉHO MODELU S EXPERIMENTEM

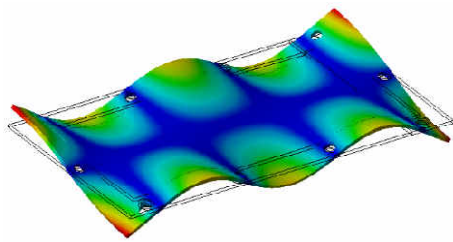
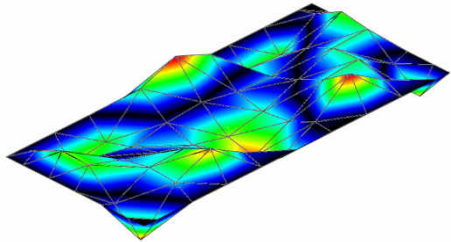
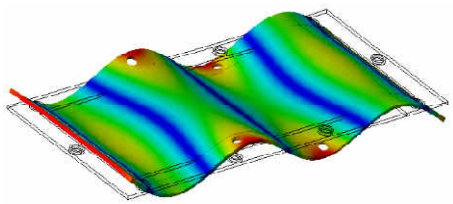
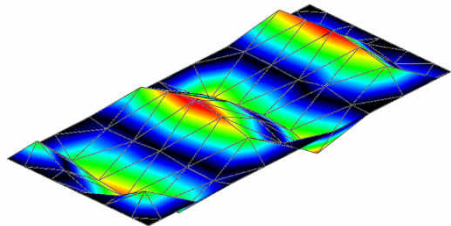
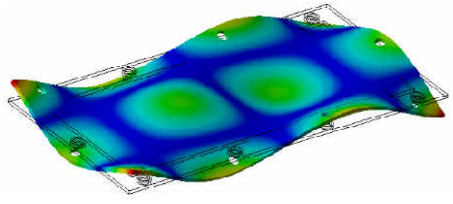
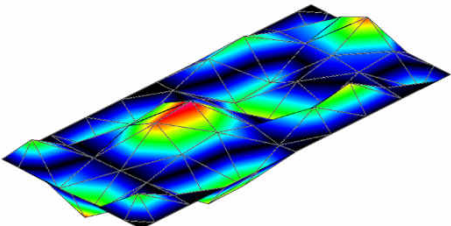
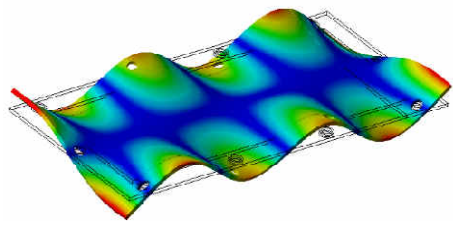
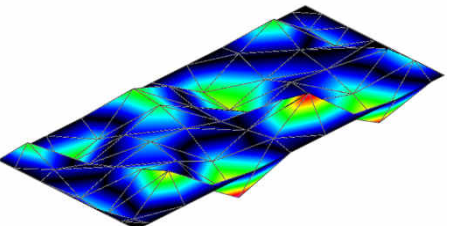
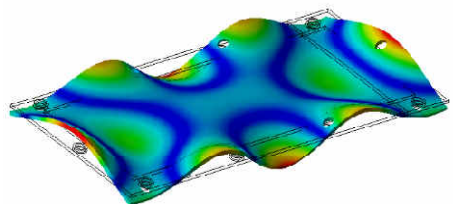
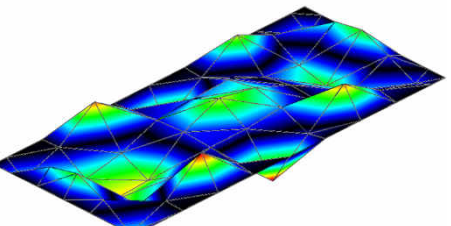
Následující tabulka zobrazuje porovnání vlastních tvarů a vlastních frekvencí provedeného experimentu a finální simulace, včetně procentuálního rozdílu zjištěných frekvencí.

Číslo módu	Numerická simulace	Experiment	Rozdíl v %
1	125,7 Hz	127 Hz	1,02 %
			
2	171,8 Hz	172 Hz	0,12 %
			
3	348,3 Hz	348 Hz	-0,09 %
			
4	372,2 Hz	373 Hz	0,21 %
			

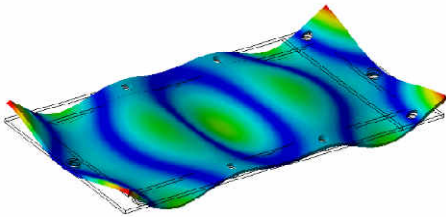
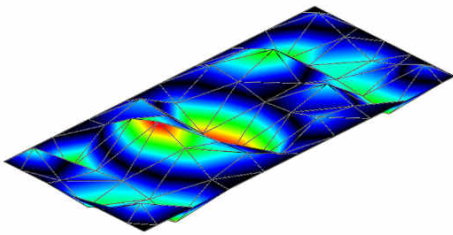
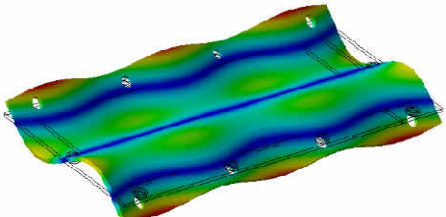
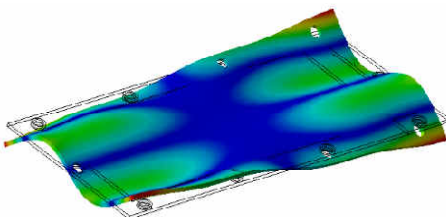
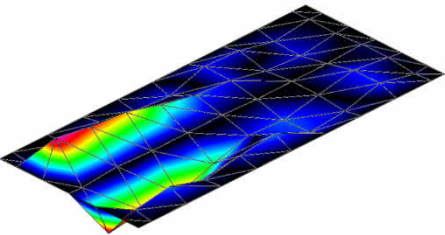
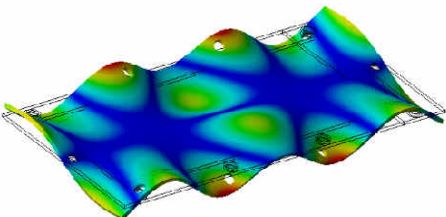
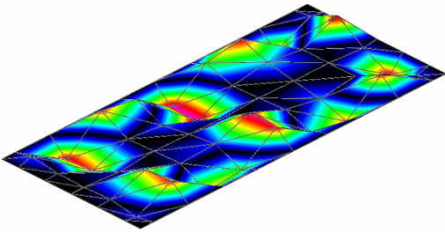
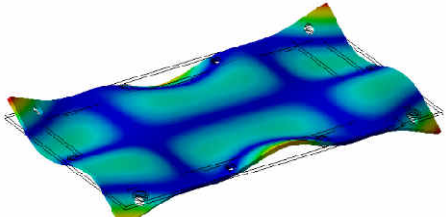
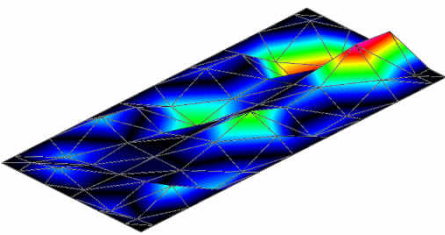


5	624,5 Hz	634 Hz	1,5 %
			
6	631,5 Hz		
			
7	705,8 Hz	698 Hz	-1,12 %
			
8	723,4 Hz	732 Hz	1,17 %
			
9	965,2 Hz	965 Hz	-0,02 %
			



10	973,6 Hz	973 Hz	-0,06 %
			
11	1144,2 Hz	1129 Hz	-1,35 %
			
12	1303,5 Hz	1280 Hz	-1,84 %
			
13	1413,5 Hz	1415 Hz	0,11 %
			
14	1681,5 Hz	1662 Hz	-1,17 %
			



15	1726,6 Hz	1706 Hz	-1,21 %
			
16	1753,1 Hz		
			
17	1839,9 Hz	1832 Hz	-0,43 %
			
18	1968 Hz	1976 Hz	0,40 %
			
19	2077,4 Hz	2002 Hz	-3,77 %
			

Tabulka 7 – Srovnání vlastních módů experimentu a simulace modálních vlastností



4.2 AKUSTICKÉ VLASTNOSTI ROVINNÉ DESKY

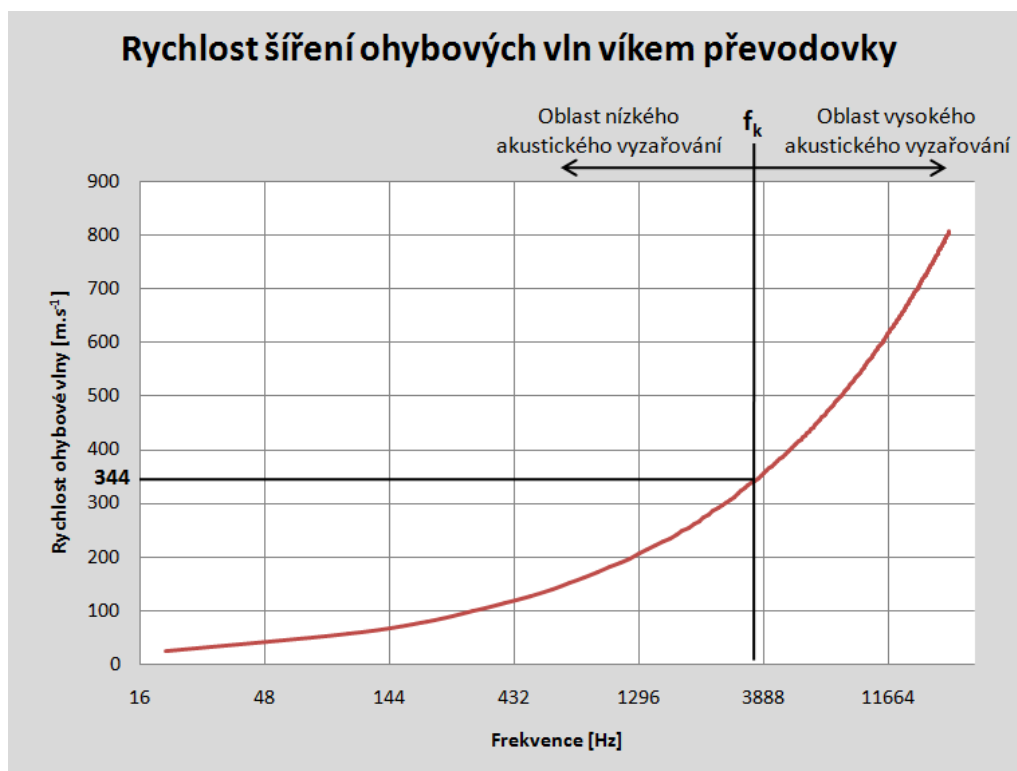
Na základě materiálových vlastností a vztahů uvedených v Kapitole 1 lze určit základní akustické vlastnosti rovinné desky. Konkrétně se jedná o:

- rychlost šíření podélného vlnění v rovinné desce - c_L [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] (7);
- rychlost šíření příčného vlnění v rovinné desce - c_T [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] (8);
- rychlost šíření ohybového vlnění v rovinné desce - $c_{B'}$ [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] (10);
- kritický kmitočet rovinné desky - f_k [Hz] (12).

Tyto akustické vlastnosti, zejména pak rychlost ohybového vlnění $c_{B'}$ a kritický kmitočet f_k , mají zásadní vliv na hlukovou emisi rovinné desky. Při výpočtu kritického kmitočtu byla zvolena rychlost šíření zvukové vlny v prostředí $c_0 = 344$ [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], která odpovídá rychlosti zvukové vlny ve vzduchu o teplotě 20 °C [1]. Vypočtené hodnoty akustických vlastností zobrazuje Tabulka 8 a Graf 2.

Základní akustické vlastnosti víka převodovky			
c_L [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	c_T [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	$c_{B'}$ [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	f_k [Hz]
6033	4640	Graf 2	3758

Tabulka 8 – Akustické vlastnosti víka převodovky



Graf 2 – Rychlost šíření ohybových vln víkem převodovky



5 MĚŘENÍ HLUKU

5.1 STANOVENÍ PARAMETRŮ EXPERIMENTU

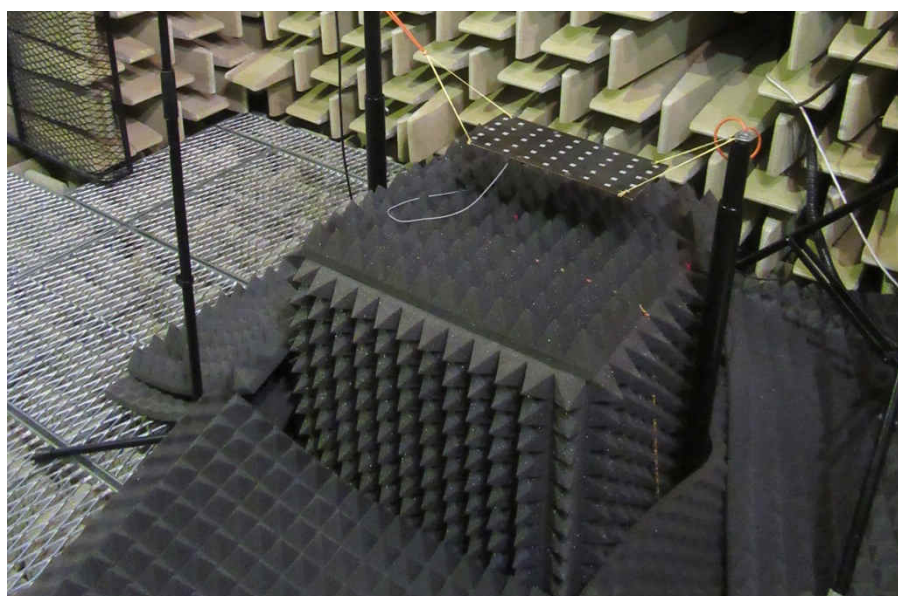
Po konzultaci s vedoucím diplomové práce a v souladu se zadáním práce a současným stavem poznání byly stanoveny tyto parametry experimentu:

- měření v bezdozvukové komoře ÚADI;
- měření hladin akustického tlaku pomocí kondenzátorového mikrofону;
- měření budicí síly pomocí senzoru uchyceného v budicím místě;
- uchycení desky shodné jako při experimentálním měření modálních vlastností;
- místo a princip buzení desky shodný jako při měření modálních vlastností;
- hlukové odstínění budiče vibrací;
- buzení ve dvou vlastních frekvencích;
- měření hladin akustického tlaku v šesti bodech;
- provedení deseti měření pro každý bod.

Frekvence určené pro buzení desky byly zvoleny s přihlédnutím k několika faktorům. Prvním faktorem je frekvenční limit budiče vibrací, který odpovídá 3000 Hz. Z tohoto důvodu nemohla být pro experiment použita ani ověřena kritická frekvence, a bylo uvažováno pouze použití naměřených vlastních frekvencí (Kap. 4.1.4). Dalším faktorem je limit bezdozvukovosti komory ÚADI, který je 125 Hz. Měření hluku v nízkých vlastních frekvencích by zde mohly ovlivnit odrazy zvukových vln, a proto byly pro experiment zvoleny následující vyšší vlastní frekvence:

- 172 Hz;
- 1129 Hz.

Jako podstatný zdroj hluku, který by mohl ovlivnit výsledky měření, byl identifikován budič vibrací. V přípravné fázi experimentu byl proto hlukově odstíněn pomocí zvuko-izolačního krytu, který se skládá z několika zvuko-pohltivých vrstev PUR pěny.



Obrázek 32 – Zvuko-izolační kryt budiče vibrací

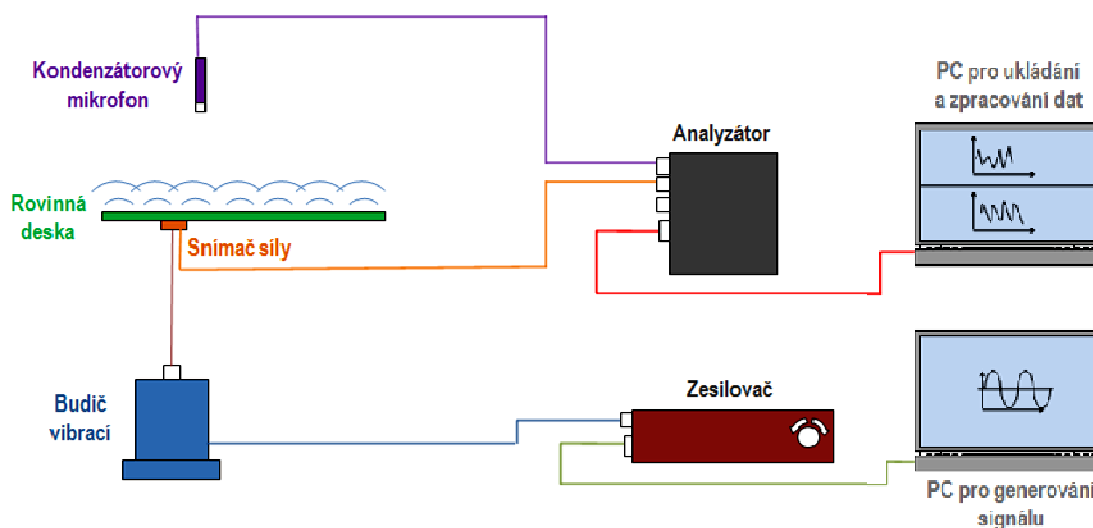


5.2 STANOVENÍ VÝSTUPNÍCH PARAMETRŮ

V dalším kroku bylo nutné stanovit výstupy z měření. Tyto výstupy byly voleny na základě pozdějšího použití při porovnání výsledků se simulací hlukové situace a pro zjištění nejistoty měřených veličin. Základním výstupem byla zvolena celková nevážená hladina akustického tlaku zjištěná na základě součtu dílčích hladin akustických tlaků v třetinooktávovém pásmu. Výstupem proto musí být i třetinooktávová analýza. Pro popis podrobnější hlukové situace ve frekvenčním spektru byla jako další výstup zvolena i FFT analýza zvukového signálu a odečet maximální hodnoty hladiny akustického tlaku pro konkrétní frekvenci. Stejná FFT analýza s hodnocením maximální hodnoty bude provedena i pro budicí sílu.

5.3 MĚŘICÍ APARATURA

Schéma zapojení prvků použité měřicí aparatury včetně členů budicí části ilustruje následující schéma.



Obrázek 33 – Schéma zapojení při měření hluku

MIKROFON

Použitým mikrofónem je produkt firmy Brüel & Kjaer velikosti ½ palce, typ 4189 určený pro měření ve volném poli. Mikrofón má kalibrovanou citlivost 48.3 mV/Pa, frekvenční rozsah 6,3-20000 Hz, dynamický rozsah mikrofónu s předzesilovačem 15,2-146 dB. Mikrofón pracuje s nejistotou 0,2 dB při 95% úrovni spolehlivosti. [16]



Obrázek 34 – Mikrofón Brüel & Kjaer 4189 určený pro volná pole [16]



KALIBRÁTOR MIKROFONU

Zařízením použitým pro kalibraci mikrofону je výrobek Brüel & Kjaer typ 4230 určený pro velikosti mikrofónů 1 palec a ½ palce. Kalibrátor generuje hladinu akustického tlaku 94 dB vztaženou k referenci 20 μPa . Pro kalibraci mikrofónů určených pro volné pole je nutné použít malou korekci, která kompenzuje rozdíl mezi odezvou volného pole při dopadu 0° a odezvou tlaku. Pro použitý mikrofón se konkrétně jedná o 0,2 dB a kalibrujeme tedy na hodnotu akustického tlaku 93,8 dB. Nejistota kalibrátoru udávaná výrobcem je 0,3 dB. [16]

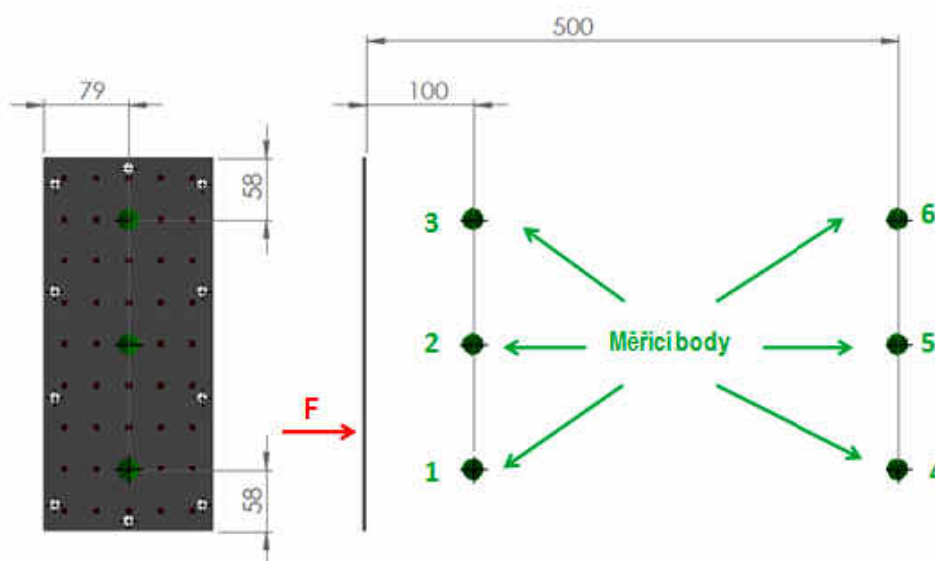


Obrázek 35 – Kalibrátor Brüel & Kjaer 4230 [16]

Použitý dynamický snímač síly a analyzátor je stejný jako v případě měření modálních vlastností (kap.4.1.4).

5.4 URČENÍ MĚŘICÍCH MÍST

Měřicí místa byla určena na základě předpokladu rozdílného akustického vyzařování různých částí desky. Z tohoto důvodu byla zvolena tři měřicí místa nad povrchem a dvě výškové hladiny těchto míst, celkem tedy šest měřicích bodů. Pozici měřicích bodů vzhledem k rovinné desce zobrazuje následující obrázek.



Obrázek 36 – Pozice měřicích bodů



5.5 PODMÍNKY PŘI MĚŘENÍ

Na podmínky měření má největší vliv okolní prostředí, jeho stav a vlastnosti. V našem případě se prostředí akustické komory ÚADI vyznačovalo stabilními podmínkami bez velkých výkyvů teplot, vlhkosti a atmosférického tlaku. V měřicím prostoru se také nevyskytovaly žádné vedlejší zdroje vibrací ani elektromagnetického záření, které by mohly ovlivnit výsledek měření akustického tlaku, popř. měření síly. Další podmínky určují použité měřicí přístroje, které nejsou absolutně přesné, a proto je nutné jejich nepřesnosti zapracovat do naměřených dat. Všechny faktory, které mají vliv na výsledek měření hodnotí **nejistota typu B** popsaná v kapitole 2.6.

5.5.1 URČENÍ NEJISTOTY TYPU B MĚŘENÍ SÍLY

Pro potřeby určení nejistoty typu B měření síly byla na základě příkladu, který ilustruje Tabulka 10, vytvořena následující bilanční tabulka a určeny možné zdroje chyb.

Bilanční tabulka měření síly							
j	Zdroj chyby	Z_{jmax} [mN]	Rozdělení	k	A[-]	u_{Bzj} [mN]	$A^2 \cdot u_{Bzj}^2$
1	chyba měřicího řetězce	2	rovnoměrné	1,732	-	1,15	1,33
2	chyba snímače síly	15	rovnoměrné	1,732	-	8,66	75,00
3	chyba způsobená vibracemi	-	-	-	-	-	-
4	chyba způsobená kolísáním teploty	-	-	-	-	-	-

Tabulka 9 – Bilanční tabulka měření síly

Nejistota typu B se následně určí dosazením do rovnice (22).

$$u_{Bs} = \sqrt{\sum_{j=1}^p A_j^2 \cdot u_{Bzj}^2} = \sqrt{1,33 + 75} = \underline{\underline{8,74 \text{ mN}}}$$

5.5.2 URČENÍ NEJISTOTY TYPU B MĚŘENÍ AKUSTICKÉHO TLAKU

Určení nejistoty typu B pro měření akustického tlaku proběhlo stejným způsobem jako v předchozím případě.

Bilanční tabulka měření akustického tlaku							
j	Zdroj chyby	Z_{jmax} [dB]	Rozdělení	k	A[-]	u_{Bzj} [dB]	$A^2 \cdot u_{Bzj}^2$
1	chyba měřicího řetězce	0,1	rovnoměrné	1,732	-	0,058	0,003
2	chyba kalibrace, kalibrátoru	0,3	rovnoměrné	1,732	-	0,173	0,03
3	chyba při kalibrování	0,1	rovnoměrné	1,732	-	0,058	0,003
4	chyba mikrofonu	0,2	rovnoměrné	1,732	-	0,116	0,014
5	chyba způsobená vibracemi	-	-	-	-	-	-
6	chyba způsobená kolísáním teploty	-	-	-	-	-	-
7	chyba způsobená kolísáním tlaku	-	-	-	-	-	-

Tabulka 10 – Bilanční tabulka měření akustického tlaku



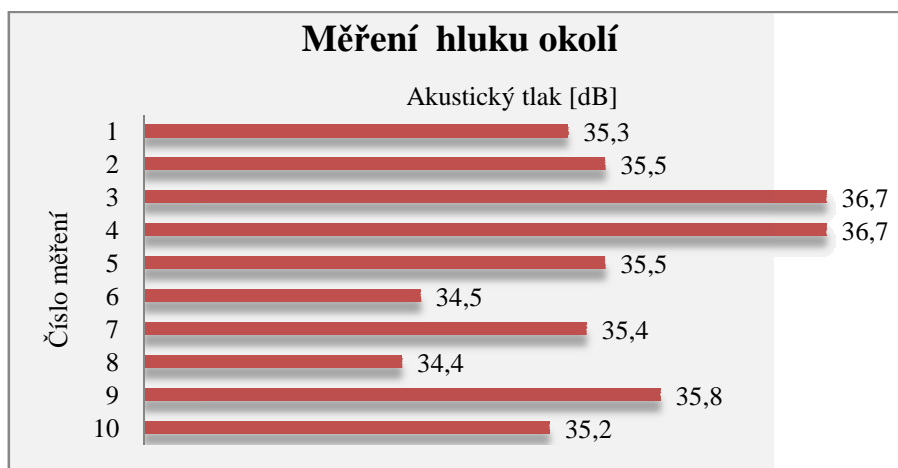
$$u_{Ba} = \sqrt{\sum_{j=1}^p A_j^2 \cdot u_{Bzj}^2} = \sqrt{0,003 + 0,03 + 0,003 + 0,014} = \underline{0,23 \text{ dB}}$$

5.5.3 HLUK AKUSTICKÉHO POZADÍ

V bezdovukové komoře můžeme typicky naměřit nízké hladiny akustického tlaku způsobené speciálním obložením stěn pohlcujícím hluk. V případě silného zdroje hluku vně komory, nebo v případě dalších zdrojů hluku uvnitř, je nutné provést měření hodnotící hluk pozadí. Snahou je dosáhnoutí hlukového odstupe pozadí alespoň 10 dB od hluku měřeného zdroje. U menšího hlukového odstupe je nutné rušivé vlivy zohlednit v nejistotě měření. Nechtěné zdroje hluku u prováděného experimentu, jako například ventilátory elektronického vybavení nutného pro hodnocení a záznam měření, byly eliminovány pozicí vybavení vně akustické komory. Dalším zdrojem zde může být zbytkový hluk již odstíněného budiče vibrací. Za účelem zjištění hlukové situace uvnitř komory byla provedena série měření v měřicím bodu 2. Výsledky měření zobrazuje následující Tabulka 11 a pro větší názornost i Graf 3 rozložení naměřených hodnot.

Výsledky měření - hluk okolí 100 mm bod 2	
číslo měření	Akustický tlak SUM [dB]
1	35,3
2	35,5
3	36,7
4	36,7
5	35,5
6	34,5
7	35,4
8	34,4
9	35,8
10	35,2

Tabulka 11 – Naměřené hodnoty hluku okolí pro bod 2



Graf 3 – Měření hluku okolí



Se získanými hodnotami akustického tlaku bylo pracováno podle teorie uvedené v kap. 2.6. Nejprve byl vypočítán výběrový průměr \bar{y} , následně nejistoty u_A , u_C a rozšířená nejistota U . Součinitel rozšíření k_R je zde volen z důvodu zahrnutí nepopsaných a neočekávaných vlivů na výsledek měření, jako je například vliv obsluhy. Zpracované výsledky uváděných veličin ilustruje následující Tabulka 12.

Zpracování výsledků - měření akustického tlaku okolí						
Měř. bod	\bar{y} [dB]	u_A [dB]	u_B [dB]	u_C [dB]	k_R	U [dB]
2	35,5	2,19	0,23	2,20	2	4,40

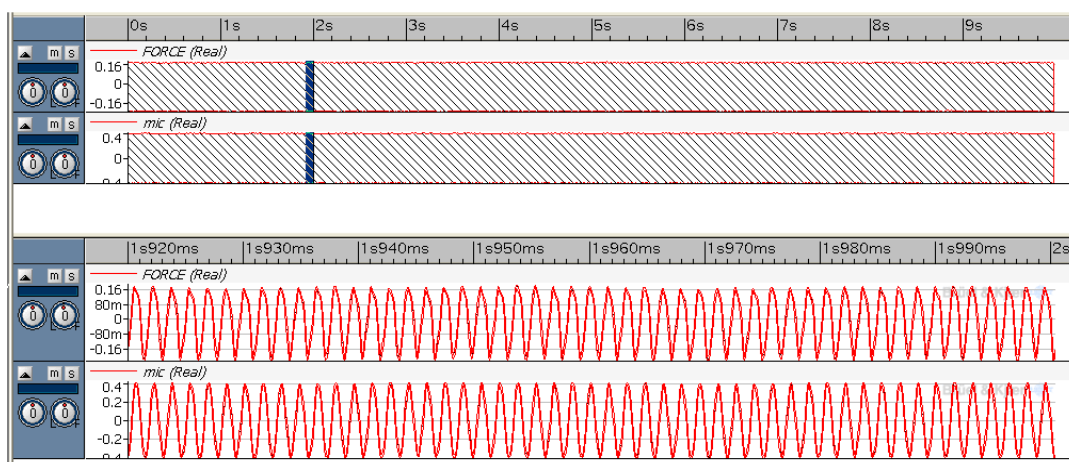
Tabulka 12 – Zpracování výsledků – měření akustického tlaku okolí

V tabulce si můžeme všimnout velké hodnoty výsledné nejistoty U . Tento rozdíl je způsoben proměnnými podmínkami provázejícími měření, zejména se zde jedná o hluk přicházející z vnější strany bezdozvukové komory. Ta sousedí s pracovištěm pro testování automobilů a pohonných jednotek. Na výsledek nejistoty má také výrazný vliv rozšíření nejistoty výsledků k_R . Výsledná deklarace výsledků může vypadat takto:

$$L_{P_{O_{P2}}} = 35,5 \pm 4,4 \text{ [dB]}$$

5.6 MĚŘENÍ SÍLY A HLADIN AKUSTICKÉHO TLAKU

Po dokončení všech přípravných fází byl proveden samotný experiment. Budicí signál byl stejně jako v případě experimentálního určování modálních vlastností vytvořen v programu Matlab a zesílen popsáním zesilovačem. Signál z mikrofону nebyl vážen žádným z váhových filtrů. Měření probíhalo postupně pro frekvence 172 Hz a 1129 Hz. Jednotlivá měřicí místa mikrofónu byla nastavována a měřena po sobě v souladu s jejich číslováním. Pozice mikrofónu byla nastavována pomocí svinovacího metru a výsledná přesnost této polohy se tedy může nacházet v intervalu ± 5 mm pro body ve vzdálenosti 100 mm a ± 15 mm pro body ve vzdálenosti 500 mm. V každé nastavené poloze mikrofónu bylo provedeno deset měření, kdy délka záznamu signálů byla nastavena na čas 10 s. Celkem bylo provedeno 120 měření, kde pro každé byl v počítači vytvořen soubor pro uložení dat s názvem jednoznačně určujícím místo a frekvenci. Výřez získaných dat v časové doméně ilustruje následující obrázek.

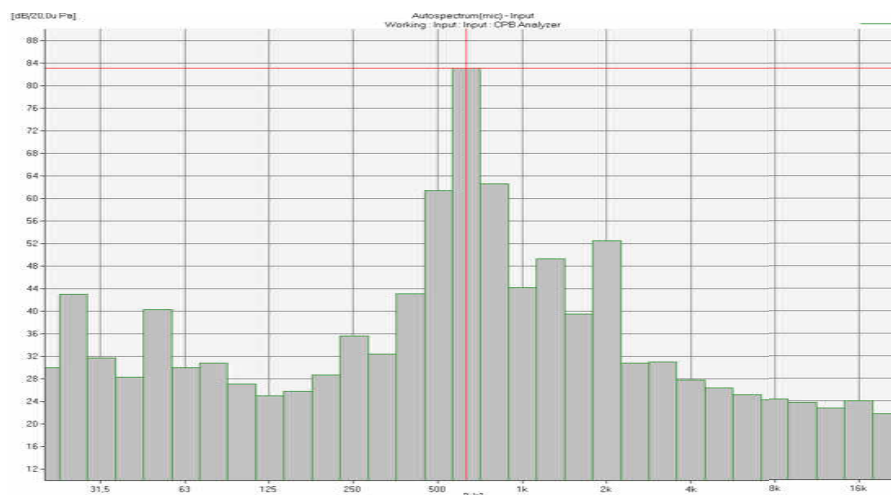


Obrázek 37 – Zobrazení dat v časové doméně - 634 Hz, Pulse LabShop

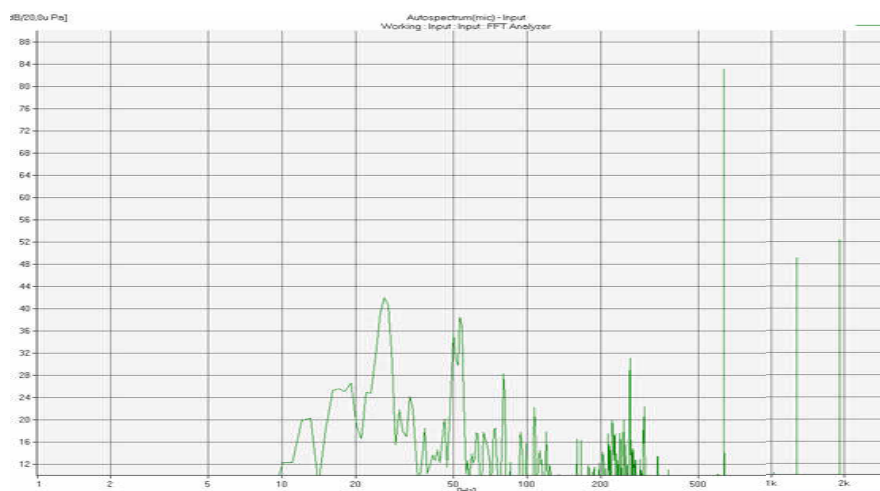


5.6.1 ZPRACOVÁNÍ DAT

Pro určení hladin akustického tlaku a maximálních hodnot budících sil při určité frekvenci bylo nutné nahráný signál převést z časové domény na doménu frekvenční. Pro tento účel byl použit software Pulse LabShop, kde byla vytvořena šablona pro zpracování signálu síly i akustického tlaku. Pro budící sílu byla provedena FFT analýza, pro akustický tlak FFT a třetinooktávová analýza, která je vhodná pro určení celkového akustického tlaku ve spektru a také pro rychlou kontrolu, zdali měření neovlivňují další nechtěné frekvenční složky. Data těchto grafů byla exportována do tabulkového procesoru Excel a dále zpracovávána.



Obrázek 38 – Třetinooktávová analýza signálu mikrofonu, Pulse LabShop



Obrázek 39 – FFT analýza signálu mikrofonu, Pulse LabShop

Zpracování dat v tabulkovém procesoru probíhalo podle následujících kroků:

- vymezení pozice a identifikace exportovaných dat;
- nalezení maxima akustického tlaku z dat odpovídající analýzy FFT + odečet frekvence maxima ze stejného řádku;
- nalezení maxima efektivní budící síly z dat odpovídající analýzy FFT + odečet frekvence maxima ze stejného řádku;
- nalezení a odečet hodnoty celkového akustického tlaku z třetinooktávové analýzy.



Pro každou sérii deseti měření odpovídající jednomu bodu byla vytvořena tabulka výsledků. Pro přehlednost je zde uvedena pouze tabulka (Tabulka 13) s výsledky měření bodu 2 pro frekvenci 1129 Hz.

Výsledky měření: 1129 Hz - vzdálenost 100 mm - bod 2			
číslo měření	Akustický tlak SUM [dB]	Max. akustický tlak [dB]	Ef. budicí síla [mN]
1	66,8	67,5 (1129 Hz)	310 (1129 Hz)
2	66,8	67,5 (1129 Hz)	310 (1129 Hz)
3	66,8	67,5 (1129 Hz)	310 (1129 Hz)
4	66,8	67,5 (1129 Hz)	310 (1129 Hz)
5	66,9	67,5 (1129 Hz)	311 (1129 Hz)
6	66,8	67,5 (1129 Hz)	310 (1129 Hz)
7	66,9	67,5 (1129 Hz))	310 (1129 Hz)
8	66,9	67,5 (1129 Hz)	311 (1129 Hz)
9	66,9	67,5 (1129 Hz)	311 (1129 Hz)
10	66,9	67,5 (1129 Hz)	310 (1129 Hz)

Tabulka 13 – Výsledky měření pro bod č. 2 -1129 Hz

5.6.2 DEKLARACE VÝSLEDKŮ 172 Hz

Na základě postupů uvedených v kapitole 5.5.3 byly vytvořeny následující tabulky zpracování výsledků měření s uvedenou výslednou nejistotou U .

Zpracování výsledků 172 Hz - celkový akustický tlak						
Měřený bod	\bar{y} [dB]	u_A [dB]	u_B [dB]	u_C [dB]	k_R	U [dB]
1	72,79	0,16	0,23	0,28	2	0,56
2	78,61	0,09	0,23	0,25	2	0,49
3	77,31	0,09	0,23	0,25	2	0,49
4	62,43	0,14	0,23	0,27	2	0,54
5	63,02	0,12	0,23	0,26	2	0,52
6	62,99	0,16	0,23	0,28	2	0,56

Tabulka 14 – Zpracování výsledků 172 Hz – celkový akustický tlak

Zpracování výsledků 172 Hz - maximální akustický tlak						
Měřený bod	\bar{y} [dB]	u_A [dB]	u_B [dB]	u_C [dB]	k_R	U [dB]
1	77,3	0,00	0,23	0,23	2	0,46
2	78,24	0,15	0,23	0,27	2	0,55
3	71,3	0,00	0,23	0,23	2	0,46
4	61,99	0,09	0,23	0,25	2	0,49
5	62,6	0,00	0,23	0,23	2	0,46
6	62,19	0,09	0,23	0,25	2	0,49

Tabulka 15 - Zpracování výsledků 172 Hz - maximální akustický tlak



Zpracování výsledků 172 Hz - efektivní budicí síla						
Měřený bod	\bar{y} [mN]	u_A [mN]	u_B [mN]	u_C [mN]	k_R	U [mN]
1	7286	10,24	8,74	13,46	2	26,93
2	7295	15,46	8,74	17,79	2	35,57
3	7301	12,65	8,74	15,38	2	30,75
4	7306	18,26	8,74	20,24	2	40,49
5	7313	15,83	8,74	18,08	2	36,16
6	7302	16,47	8,74	18,65	2	37,29

Tabulka 16 - Zpracování výsledků 172 Hz - efektivní budicí síla

5.6.3 DEKLARACE VÝSLEDKŮ 1129 Hz

Zpracování výsledků 1129 Hz - celkový akustický tlak						
Měřený bod	\bar{y} [dB]	u_A [dB]	u_B [dB]	u_C [dB]	k_R	U [dB]
1	71,8	0,00	0,23	0,23	2	0,46
2	66,85	0,15	0,23	0,27	2	0,55
3	69,9	0,00	0,23	0,23	2	0,46
4	56,7	0,00	0,23	0,23	2	0,46
5	53,1	0,00	0,23	0,23	2	0,46
6	57,81	0,09	0,23	0,25	2	0,49

Tabulka 17 - Zpracování výsledků 1129 Hz – celkový akustický tlak

Zpracování výsledků 1129 Hz - maximální akustický tlak						
Měřený bod	\bar{y} [dB]	u_A [dB]	u_B [dB]	u_C [dB]	k_R	U [dB]
1	72,4	0,00	0,23	0,23	2	0,46
2	67,5	0,00	0,23	0,23	2	0,46
3	70,5	0,00	0,23	0,23	2	0,46
4	57,3	0,00	0,23	0,23	2	0,46
5	53,6	0,00	0,23	0,23	2	0,46
6	58,4	0,00	0,23	0,23	2	0,46

Tabulka 18 - Zpracování výsledků 1129 Hz – maximální akustický tlak

Zpracování výsledků 1129 Hz - efektivní budicí síla						
Měřený bod	\bar{y} [mN]	u_A [mN]	u_B [mN]	u_C [mN]	k_R	U [mN]
1	312	0,00	8,74	8,74	2	17,48
2	310,3	1,37	8,74	8,85	2	17,69
3	310,5	1,50	8,74	8,87	2	17,74
4	309	0,00	8,74	8,74	2	17,48
5	309,8	1,20	8,74	8,82	2	17,64
6	310	0,00	8,74	8,74	2	17,48

Tabulka 19 - Zpracování výsledků 1129 Hz – efektivní budicí síla



6 MKP AKUSTICKÁ ANALÝZA ROVINNÉ DESKY

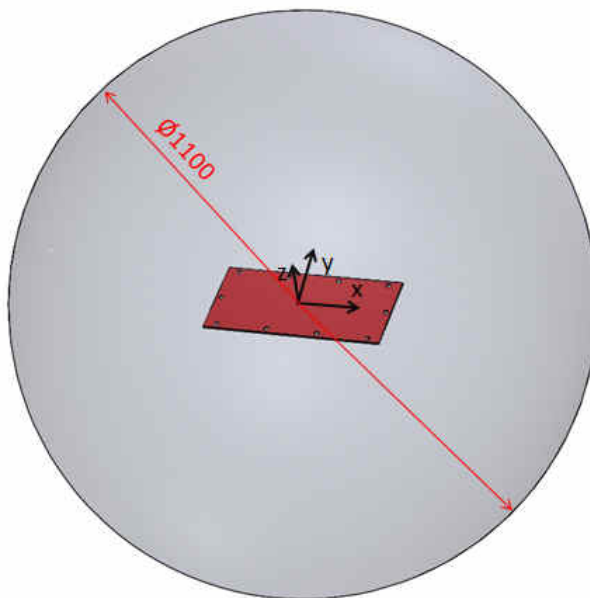
Softwarem zvoleným pro MKP akustickou analýzu je výpočetní program ANSYS Mechanical APDL. Výhodou tohoto softwaru je jeho dostupnost v akademických podmínkách, a dále obsažení všech tří částí „preprocesoru“, „solveru“ i „postprocesoru“. V softwaru je tedy možné připravit akustický model a konečno-prvkovou síť, vyřešit model pomocí integrovaného řešiče i získat výsledky v požadované podobě. Další výhodou softwaru APDL je možnost zadávání příkazů pomocí příkazového řádku, a tedy možnost celou analýzu shrnout do jediného textového souboru, který po vykopírování do příkazového řádku provede všechny kroky analýzy včetně vyhodnocení výsledků. Tvorba takového skriptu zabere uživateli spoustu času, ale při opakovaných simulacích, jako v našem případě, akustické odezvy od buzené vibrující rovinné desky je úspora času nesrovnatelná oproti klasické přípravě modelu.

6.1 AKUSTICKÁ ANALÝZA ANSYS MECHANICAL APDL

Při tvorbě akustické analýzy bylo postupováno podle bodů uvedených v kapitole 3.3.

6.1.1 TVORBA 3D MODELU

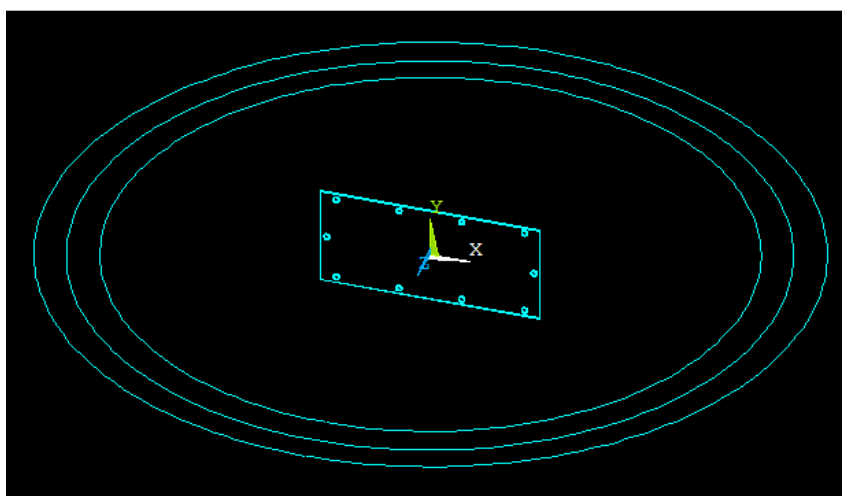
Při tvorbě 3D objemového modelu byla použita studentská verze softwaru Solidworks. Zde byla importována geometrie desky (model součástí zadání) s definovaným počátkem souřadnic v jejím středu. Okolo rovinné desky byla následně vytvořena koule o průměru 1100 mm se středem v počátku souřadného systému importované desky. Pomocí „booleánské“ operace rozdílu byla vytvořena dutina v kouli, která přesně kopíruje povrch desky. Takto vytvořený model byl exportován do souboru ACIS (*.sat), který lze použít pro import geometrie do softwaru ANSYS Mechanical APDL.



Obrázek 40 – Objemový model rovinné desky a akustického prostředí

6.1.2 IMPORT A ÚPRAVA 3D MODELU

Po importu objemového modelu do programu ANSYS Mechanical APDL a první fázi přípravy akustické analýzy byly zjištěny nedostatky importované geometrie v podobě nedodržení přesného poloměru koule (místo $R=550$ mm, poloměr $R=549,9999$ mm, způsobeno exportem dat ze softwaru Solidworks). Absolutně programově přesný poloměr je vyžadován při dalších krocích aplikace sítě tzv. „nekonečné vrstvy“ na povrchu koule akustického prostředí. Tento problém byl vyřešen vytvořením duté sféry o vnitřním průměru 1000 mm a vnějším 1200 mm se středem v počátku souřadného systému, která částečně překrývá původní model. Tato sféra byla následně sloučena s importovaným modelem pomocí „booleánské“ operace. Situaci před sloučením ilustruje Obrázek 41 v drátovém zobrazení. Po obvodu můžeme vidět tři čáry reprezentující (od středu) vnitřní povrch vytvořené sféry, vnější povrch importovaného modelu, vnější povrch sféry.



Obrázek 41 – Dutá sféra překrývající původní model

6.1.3 DEFINOVÁNÍ PRVKŮ MKP MODELU

V případě buzené desky byl vybrán stejný druh elementu jako v případě simulace modálních vlastností „Solid186“. Jako akustický prvek prostředí byl pro první část analýz zvolen lineární prvek „Fluid30“ a také prvek absorpční vrstvy (nekonečné vrstvy) na hranici koule „Fluid130“. Pro oba akustické prvky byly potřeba definovat reálné konstanty. Pro prvek „Fluid30“ se jedná o referenční hodnotu hladiny akustického tlaku $2 \cdot 10^{-5}$ Pa a pro prvek „Fluid130“ poloměr absorpční vrstvy na hranici modelu (poloměr koule) 0,6 m.

Element Type Reference No. 2	
Real Constant Set No.	1
Reference pressure	PREF
	2e-005

Obrázek 42 – Reálná konstanta 1 pro prvek „Fluid30“



Element Type Reference No. 3			
Real Constant Set No.		<input type="text" value="2"/>	
Radius	RAD	<input type="text" value="0.6"/>	
Center	X,Y,Z	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>
		<input type="text" value="0"/>	

Obrázek 43 – Reálná konstanta 2 pro prvek „Fluid130“

6.1.4 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Materiálové vlastnosti byly definovány postupně pro strukturu (shodné se simulací modálních vlastností) a akustické prostředí (hustota vzduchu a rychlost zvuku při normálních podmínkách 20°C)

Density for Material Number 2

Temperatures		<input type="text" value="0"/>
DENS		<input style="background-color: #007bff; color: white;" type="text" value="1.21"/>

Sonic Velocity for Material Number 2

Temperatures		<input type="text" value="0"/>
SONC		<input style="background-color: #007bff; color: white;" type="text" value="344"/>

Obrázek 44 – Materiálové vlastnosti pro akustické prostředí

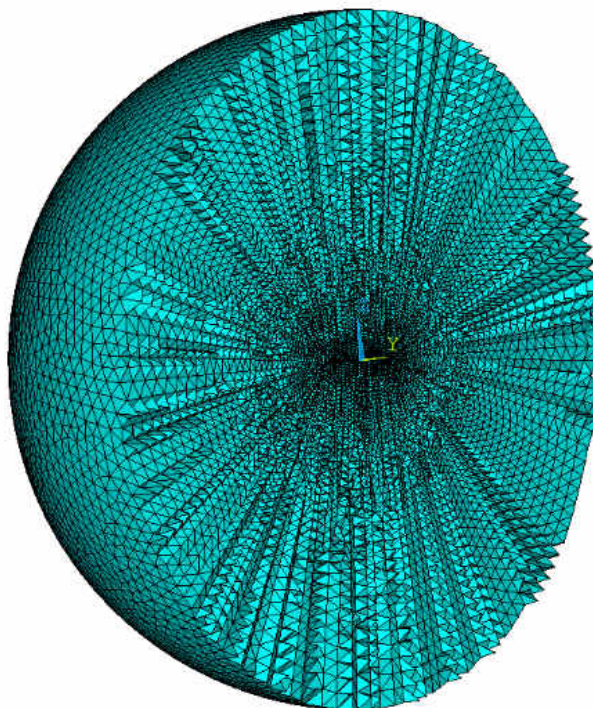
6.1.5 TVORBA KONEČNO-PRVKOVÉ SÍTĚ

Před samotnou tvorbou konečno-prvkové sítě bylo nutné vytvořit kontakt (slepení) mezi objemy struktury a akustického prostředí. K takovému účelu slouží příkaz „VGLUE“. Konečno-prvková síť desky byla vytvořena stejným způsobem jako v případě simulování modálních vlastností (Obrázek 31). Síť akustického prostředí byla vytvořena tak, aby mezi prvky desky a prvky akustického prostředí byl pozvolný přechod (velikost prvků na povrchu desky je stejná jako velikost prvků přilehlého prostředí). Velikost prvků na povrchu akustické koule byla volena s ohledem na pravidlo zmíněné v kapitole 3.3 - akustické prostředí musí mít hustotu sítě odpovídající alespoň deseti prvkům na délku vlny vyšetřovaného akustického vlnění při použití lineárních prvků (pět u kvadratických prvků). V první fázi simulací byly použity lineární prvky FLUID30 a pro srovnání vždy v navazující části kvadratické prvky FLUID220. Hodnoty maximální velikosti prvků zobrazuje Tabulka 20.

Stanovení maximální velikosti prvku			
Testovaná frekvence [Hz]	Vlnová délka [m]	Velikost kvadratického prvku [m]	Velikost lineárního prvku [m]
172	2,000	0,400	0,200
1129	0,305	0,061	0,0305

Tabulka 20 – Stanovení maximální velikosti prvku

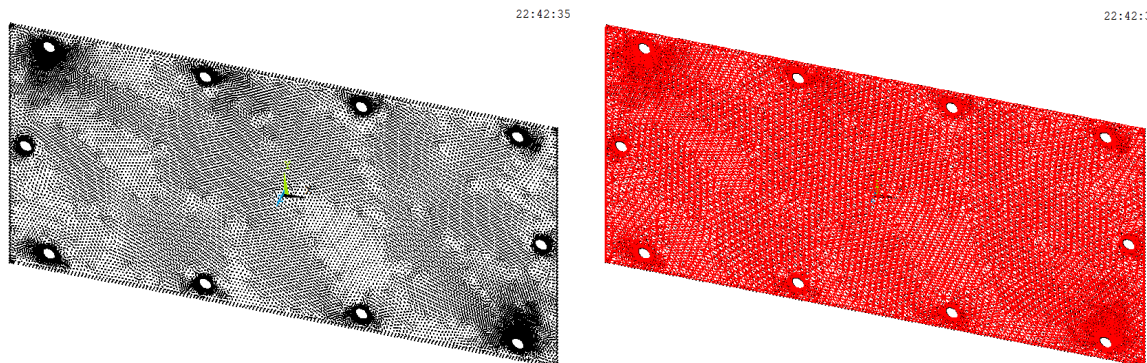
Vytvořená síť s pozvolným nárůstem velikosti prvků potom může vypadat způsobem zobrazeným na Obrázek 45. Velikost prvků zobrazená v Tabulka 20 se ukázala jako nedostačující z důvodu odečítání akustických tlaků z uzlových bodů prvků při vyhodnocování výsledků (uzly musí ležet v rozsahu ± 10 mm od bodů měření zobrazených na Obrázek 36). Z tohoto důvodu byla zvolena pro všechny tři simulované frekvence velikost lineárního prvku FLUID30 prvku 0,025 m a kvadratického prvku FLUID220 0,05 m.



Obrázek 45 – Konečno-prvková síť akustického prostředí

6.1.6 AKUSTICKO-STRUKTURÁLNÍ INTERAKCE

V dalším kroku byla vytvořena akusticko-strukturální interakce pomocí příkazu „FSIN“ (Fluid Structure Interaction). Podrobnosti k tomuto příkazu uvádí [10]. Příkaz „FSIN“ se aplikuje pouze na povrchové uzly prvků struktury.



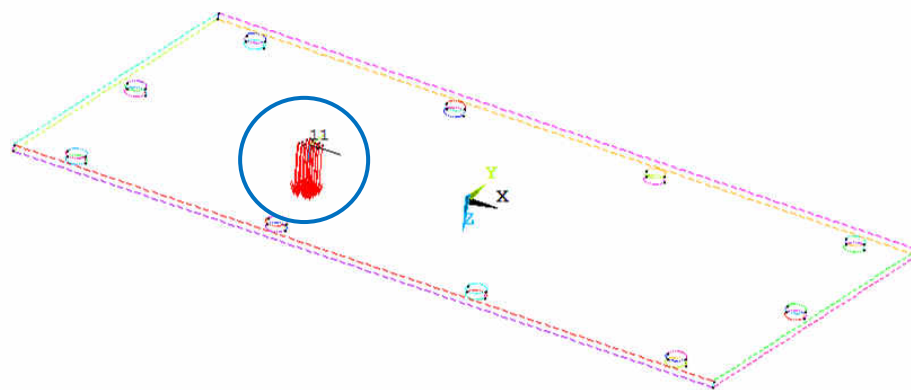
Obrázek 46 – Povrchová síť uzlových bodů bez a s aktivním příkazem „FSIN“

6.1.7 APLIKACE SÍLY BUZENÍ ROVINNÉ DESKY

Před aplikací síly buzení byl nejprve vytvořen lokální souřadný systém umístěný do bodu dle provedeného experimentu (Obrázek 29). Okolo tohoto souřadného systému byly vybrány uzly nacházející se na souřadnicích $[x = -0,005 \text{ m až } +0,005 \text{ m}; y = -0,005 \text{ m až } +0,005 \text{ m}; z = 0]$. Do těchto uzlových bodů byla umístěna síla odpovídající hodnotě maximální síly odvozené od efektivní hodnoty síly změřené při experimentu dle vztahu (30) podělené počtem vybraných bodů. Maximální síly vstupující do experimentu zobrazuje Tabulka 21.

$$F_{max} = F_{ef} \cdot \sqrt{2}, \quad (30)$$

kde: F_{max} [N] je - maximální působící síla,
 F_{ef} [N] - efektivní síla.



Obrázek 47 – Aplikace síly buzení

Stanovení maximální síly		
Frekvence [Hz]	Efektivní síla [N]	Maximální síla [N]
172	7,30	10,324
1129	0,31	0,417

Tabulka 21 – Stanovení maximální síly

6.1.8 NASTAVENÍ ANALÝZY

Typem analýzy určeným pro zkoumání akustických jevů vybuzených vibrující strukturou je harmonická analýza. Po určení typu byla zvolena metoda řešení „Full“ a jako výstupní formát stupňů volnosti volba Amplituda a fáze. Volba „řešiče“ byla ponechána programu ANSYS. V dalším kroku byla nastavena počáteční, konečná frekvence a počet kroků řešení. Sledovanými frekvencemi jsou zde především rezonanční frekvence zjištěné při předchozích modálních simulacích tj. 171,8 Hz a 1144,2 Hz, které jsou brány jako výchozí. Jako poslední bylo specifikováno poměrné tlumení (příkaz „DMPSTR“) zjištěné na základě

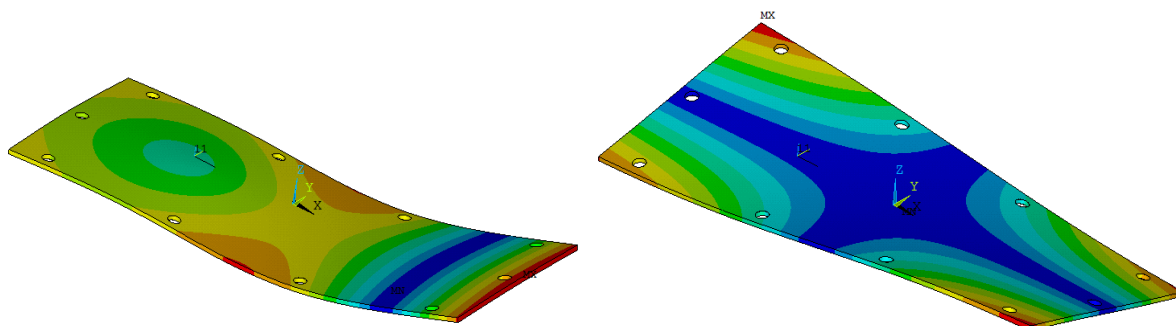
experimentálního měření (Tabulka 5). Po absolvování všech bodů bylo spuštěno řešení analýzy příkazem „SOLVE“.

6.1.9 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Vyhodnocení výsledků probíhalo následujícím způsobem. V první řadě byla nadefinována stupnice pro zobrazení grafického vykreslení výsledků v decibelech v rozsahu 20-90 dB. Následně byly vybrány všechny elementy akustického prostředí a zadán příkaz „PLNSOL, SPL“, který provede grafické vykreslení rozložení nevážených akustických tlaků. Tento prostředek vyhodnocení nám dá dokonalý přehled o celém přenosu akustické energie v prostředí. Hodnoceným grafickým výstupem je řez procházející rovinou měřicích bodů. Dále byly postupně nadefinovány souřadné systémy měřicích bodů dle Obrázek 36 a postupně odečítány výsledky akustických tlaků z uzlových bodů v jejich okolí pomocí příkazu „PRNSOL SPL“. Velikost okolí odečítaných výsledků byla volena na základě výše zmíněné přesnosti ustavování mikrofону v měřicích bodech, která je: ± 5 mm pro body 1, 2 a 3 a ± 15 mm pro body 4, 5 a 6.

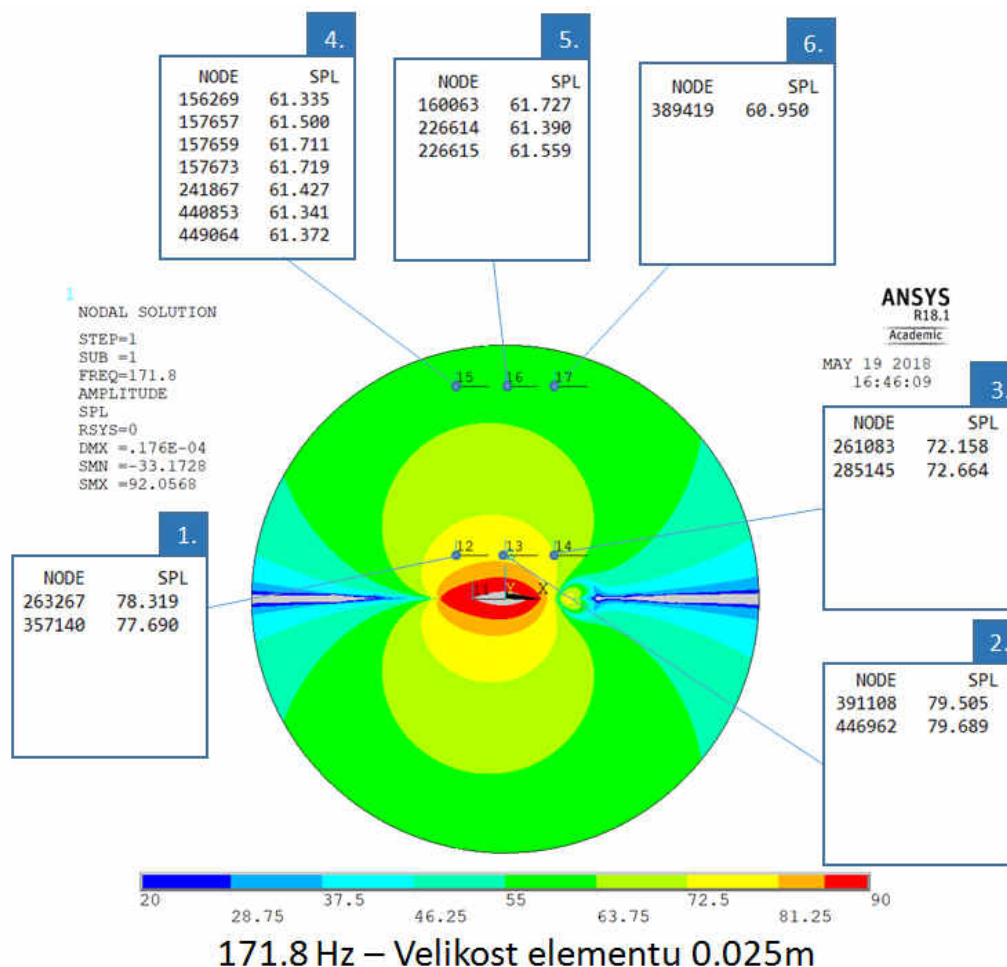
6.2 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ 172 Hz

V případě sledování rezonančních dějů pomocí harmonické analýzy je důležité ověřit si vybuzený tvar kmitání. Ten by se měl shodovat s vlastním tvarem zjištěným při experimentální i MKP modální analýze. Z tohoto důvodu byla v první řadě provedena harmonická analýza samotné rovinné desky bez akustického prostředí za účelem zjištění vybuzeného tvaru. Vybuzený tvar kmitání pro frekvenci 171,8 Hz a vlastní tvar zjištěný simulací zobrazuje následující obrázek.



Obrázek 48 – Porovnání vybuzeného tvaru (vlevo) a vlastního tvaru modální simulace (vpravo)

Při srovnání obou tvarů můžeme pozorovat diametrálně rozdílné tvary kmitání. Toto je způsobeno charakterem zatěžování, kdy působící síla leží v podélné ose desky a také samotnou působící silou. Ta byla nastavena v případě měření hluku na nejvyšší možnou míru pro lepší akustickou odezvu systému. Oba tyto důvody mají potom za následek vynucený tvar kmitání v podobě ohybové vlny desky. Tento stav lze predikovat pomocí nezvykle vysoké budící síly při experimentálním měření (srovnání výsledků Tabulka 16 a Tabulka 19). Při následném simulování akustických dějů lze tedy v tomto případě předpovídat rozdílné chování ve srovnání s vybuzeným rezonančním stavem. Po kroku srovnání vybuzených tvarů byla provedena v předchozí kapitole popsaná harmonická analýza. Výsledky analýzy pro maximální velikost elementu na okraji akustického pole 0,025 m zobrazuje následující Obrázek 49.



Obrázek 49 – Výsledky akustické analýzy pro frekvenci 171,8 Hz

V uvedeném obrázku si můžeme všimnout rozdílných počtů uzlových bodů nacházejících se v okolí nadefinovaných souřadných systémů. Tato skutečnost je způsobena rozdílnou hustotou vytvořené sítě konečných prvků v daném místě, která ale není při tvorbě na první pohled patrná. Rozdíly by bylo možné odstranit použitím jiného speciálního softwaru pro tvorbu sítě. Následující tabulka zobrazuje odchylky od hodnot naměřených hladin akustických tlaků v měřicích bodech, které reprezentuje Tabulka 15. Z důvodu toho, že se mikrofon mohl během experimentálního měření vyskytovat v kterémkoliv bodě reprezentovaném sledovaným rozsahem okolí souřadného systému simulace, není na místě provádět vyhodnocení výsledku. Uvedené hodnoty mají informativní charakter o změně hladiny akustického tlaku v rámci prostoru výskytu bodů. Hodnoty nejvíce odpovídající výsledkům měření jsou označeny **zeleně**, hodnoty s největší odchylkou **červeně**.

Porovnání hladin akustického tlaku experimentu a simulace 171,8 Hz						
	Bod 1		Bod 2		Bod 3	
	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]
Experiment	77,3		78,2		71,3	
Simulace	78,319	-1,02	79,505	-1,26	72,158	-0,86
	77,69	-0,39	79,689	-1,45	72,664	-1,36



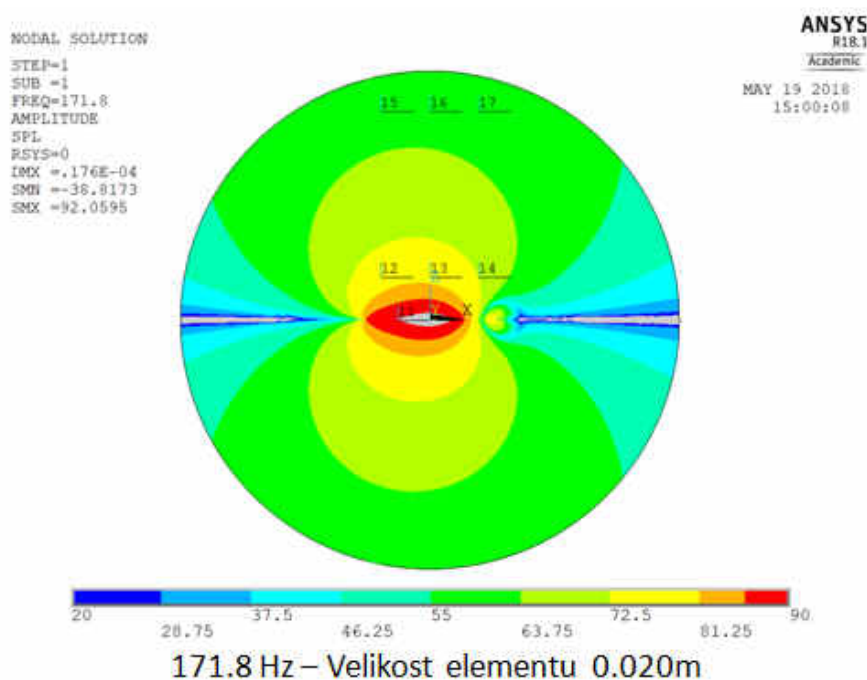
	Bod 4		Bod 5		Bod 6	
	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]
Experiment	62,0		62,6		62,2	
Simulace	61,335	0,65	61,727	0,87	60,95	1,24
	61,5	0,49	61,39	1,21		
	61,711	0,28	61,559	1,04		
	61,719	0,27				
	61,427	0,56				
	61,341	0,65				
	61,372	0,62				

Tabulka 22 – Porovnání hodnot hladin akustického tlaku experimentu a simulace 171,8 Hz

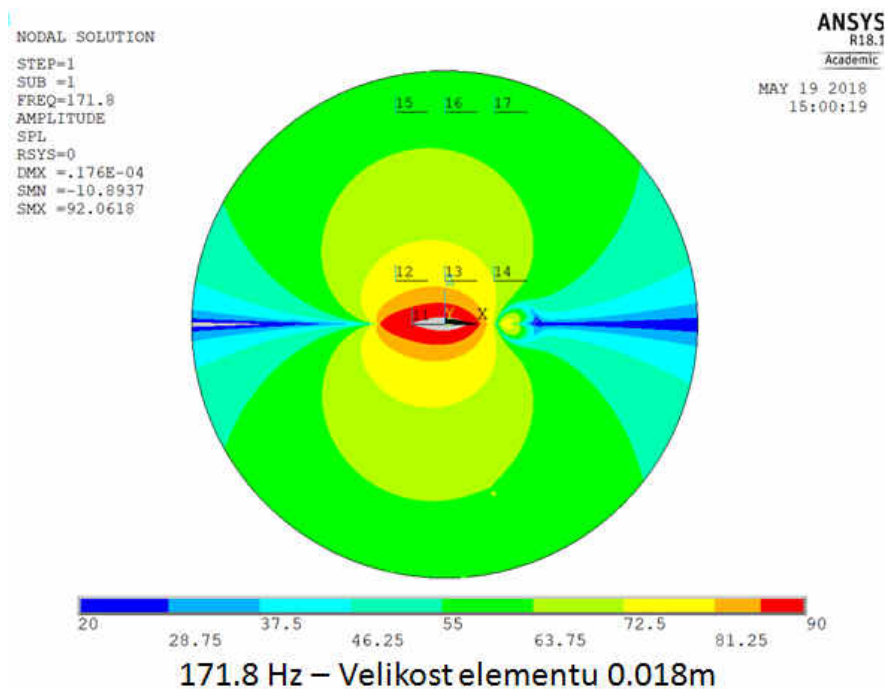
V tabulce si můžeme všimnout relativně nízkých odchylek hladin akustických tlaků, které dosahují hodnot do 1,5 dB a reprezentují dostatečné přiblížení měřeného stavu s akustickou simulací. Pro potvrzení správnosti naměřených dat je ale potřeba udělat analýzu vlivu velikosti prvku, která ukáže, zda jsou uvedené výsledky numerické simulace relevantní.

6.2.1 ANALÝZA VLIVU VELIKOSTI MKP PRVKŮ SIMULACE 171,8 Hz

Při provádění této analýzy se určuje míra podobnosti výsledků při různé hodnotě velikosti prvků konečno-prvkové sítě. Z důvodu odečítání výsledků z uzlových bodů v okolí definovaných souřadných systémů ale může být provedena pouze pro jemnější síť prvků. Proto byly zvoleny dvě další maximální velikosti prvků na okraji akustického prostředí 0,020 m a 0,018 m. Následující obrázky reprezentují v grafickém vykreslení akustickou situaci pro oba zmíněné případy.



Obrázek 50 – Grafické rozložení hladin akustických tlaků pro velikost prvku 0,020 m



Obrázek 51 - Grafické rozložení hladin akustických tlaků pro velikost prvku 0,018 m

V obou zobrazených případech můžeme vidět téměř totožné rozložení hodnot hladin akustického tlaku ve vyšetřovaném prostředí. Malé rozdíly jsou viditelné v prostoru nejnižšího tlaku, který je ale z hlediska hodnocení nepodstatný. V dalším kroku bylo provedeno hodnocení hladin akustických tlaků ve sledovaných bodech, a stejně jako v případě velikosti elementu 0,025 m sledována odchylka od experimentálně zjištěných hodnot.

Porovnání hladin akustického tlaku experimentu a simulace 171,8 Hz 0,020 m						
	Bod 1		Bod 2		Bod 3	
	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]
Experiment	77,3		78,2		71,3	
Simulace	77,673	-0,37	80,125	-1,88	72,79	-1,49
	78,418	-1,12	80,161	-1,92	72,691	-1,39
	78,25	-0,95	80,205	-1,96	72,296	-1,00
	77,981	-0,68	79,444	-1,20	72,079	-0,78
			79,616	-1,38		
			79,409	-1,17		



	Bod 4		Bod 5		Bod 6	
	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]
Experiment	62,0		62,6		62,2	
Simulace	61,451	0,54	61,824	0,78	60,882	1,31
	61,565	0,42	61,474	1,13	60,967	1,22
	61,662	0,33				
	61,43	0,56				
	61,359	0,63				
	61,698	0,29				

Tabulka 23 – Porovnání hladin akustického tlaku simulace a experimentu pro velikost prvku 0,020 m

Porovnání hladin akustického tlaku experimentu a simulace 171,8 Hz 0,018 m						
	Bod 1		Bod 2		Bod 3	
	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]
Experiment	77,3		78,2		71,3	
Simulace	78,219	-0,92	79,738	-1,50	72,631	-1,33
	78,191	-0,89	79,709	-1,47	72,153	-0,85
	77,973	-0,67	80,299	-2,06	72,085	-0,79
	77,569	-0,27	79,689	-1,45	72,958	-1,66
					72,559	-1,26
					72,429	-1,13
	Bod 4		Bod 5		Bod 6	
	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]
Experiment	62,0		62,6		62,2	
Simulace	61,432	0,56	61,992	0,61	60,845	1,35
	61,875	0,11	61,771	0,83	61,128	1,06
	61,219	0,77	61,612	0,99	61,126	1,06
	61,756	0,23	61,53	1,07	60,785	1,41
	61,359	0,63	61,685	0,92	60,909	1,28
	61,653	0,34	61,866	0,73	61,186	1,00
	61,456	0,53			60,844	1,35
	61,544	0,45			60,912	1,28
	61,267	0,72			61,183	1,01
	61,652	0,34			61,125	1,07
	61,754	0,24			60,852	1,34
	61,483	0,51				
	61,217	0,77				
	61,486	0,50				
	61,681	0,31				

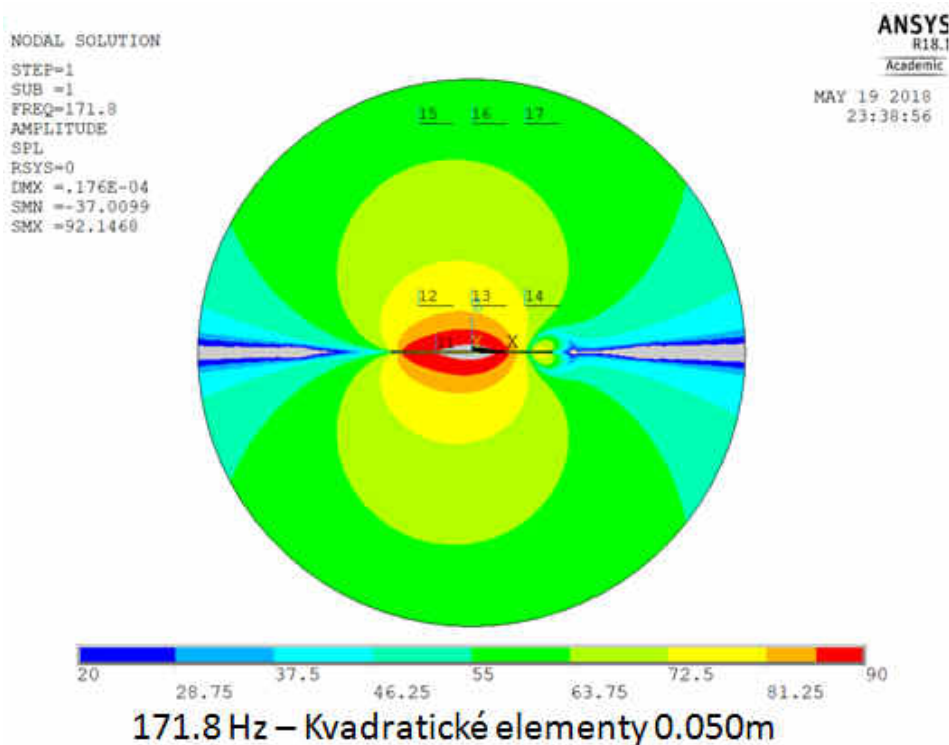
Tabulka 24 – Porovnání hladin akustického tlaku simulace a experimentu pro velikost prvku 0,018 m



V obou tabulkách můžeme pozorovat, že na celkovou akustickou situaci nemá další zjemňování konečno-prvkové sítě vliv. Větší rozptyl hodnot můžeme pozorovat pouze v případě vyšetřovaného prostoru měřicích bodů. Tento rozptyl může být ale způsoben pouze postihnutím jiných konkrétních umístění uzlových bodů. V případě zjemnění sítě na hodnotu 0,02 m se u bodu 2 hodnota maximální odchylky posunula o více jako 0,5 dB. Tuto hodnotu již z hlediska stanovování nejistoty výsledků nelze zanedbat. Dalším zjemňováním sítě již takové rozdíly ve vyšetřených hodnotách nejsou. Z tohoto důvodu jsou pro další simulaci frekvence 1129 Hz voleny lineární prvky FLUID30 o velikosti na hranici modelu 0,02 m.

6.2.2 STANOVENÍ VÝSLEDKŮ V PŘÍPADĚ POUŽITÍ KVADRATICKÝCH PRVKŮ

V případě použití kvadratického prvku FLUID220 byla stanovena velikost sítě na hranici modelu 0,05 m. Tato míra zaručuje vždy několik uzlových bodů v okolí sledovaných souřadných systémů. Srovnání výsledků bude provedeno měřenými hodnotami a výsledky předchozí analýzy s velikostí lineárního prvku 0,02 m. Celkovou akustickou situaci vyšetřovaného prostoru zobrazuje následující obrázek.



Obrázek 52 - Grafické rozložení hladin akustického tlaku pro kvadratické prvky 0,05 m

Opět můžeme pozorovat velice podobnou situaci grafického vykreslení rozložení hladin akustického tlaku jako v případě použití lineárních prvků s rozdílem pouze v případě nejnižších hladin nevyšetřovaných uzlových bodů. V dalším kroku byly vyhodnoceny hladiny akustického tlaku v měřených bodech. Výsledky uvádí následující tabulka.



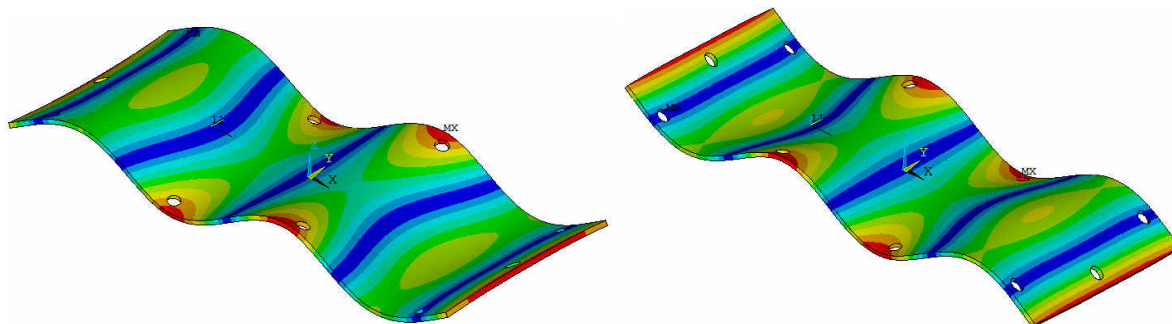
Porovnání hladin akust.tlaku experimentu a simulace 171,8 Hz kvadr. prvky 0,05 m						
	Bod 1		Bod 2		Bod 3	
	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]
Experiment	77,3		78,2		71,3	
Simulace	78,011	-0,71	80,335	-2,09	72,234	-0,93
	78,349	-1,05	80,067	-1,83	72,936	-1,64
	78,296	-1,00	80,17	-1,93	72,589	-1,29
	77,773	-0,47	79,834	-1,59	72,54	-1,24
	78,126	-0,83	79,796	-1,56	72,365	-1,07
	78,43	-1,13	79,935	-1,69		
	77,468	-0,17	80,211	-1,97		
	78,561	-1,26	79,684	-1,44		
	78,61	-1,31	80,337	-2,10		
	77,857	-0,56	80,301	-2,06		
	78,396	-1,10				
	78,026	-0,73				
	Bod 4		Bod 5		Bod 6	
	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]
Experiment	62,0		62,6		62,2	
Simulace	61,946	0,04	62,002	0,60	60,813	1,34
	61,982	0,01	61,878	0,72	61,245	0,95
	61,74	0,25	61,605	1,00		
	61,627	0,36	61,975	0,63		
	61,592	0,40				

Tabulka 25 - Porovnání hladin akustického tlaku simulace a experimentu pro kvadrat. prvky 0,05 m

Na základě uvedených hodnot lze konstatovat, že se jedná o téměř shodnou akustickou odezvu jako v případě použití lineárních prvků s předpisem velikosti 0,02 m na hranici modelu. V případě srovnání odchylek hodnot v jednotlivých bodech obou simulací narazíme na největší rozdíly okolo hodnot 0,4 dB. Toto je způsobeno malým množstvím uzlových bodů ve vyšetřovaných místech, které má mimo jiné na svědomí rozdílná hustota sítě. Tento stav by bylo možné odstranit vytvořením odlišné sítě s rovnoměrným rozložením prvků. Vlivem použití standardního nástroje, který je součástí softwaru ANSYS Mechanical APDL při využití všech výše zmíněných požadavků tohoto nelze jednoduše dosáhnout. Jednoduchým řešením by bylo zmenšení velikosti použitých elementů, které ale vede k dramatickému nárůstu požadavků na výpočetní kapacitu použitého hardwaru. Z důvodu jednoznačného určení vzniklého problému již další simulace s menší velikostí kvadratických prvků sítě prováděny nebyly.

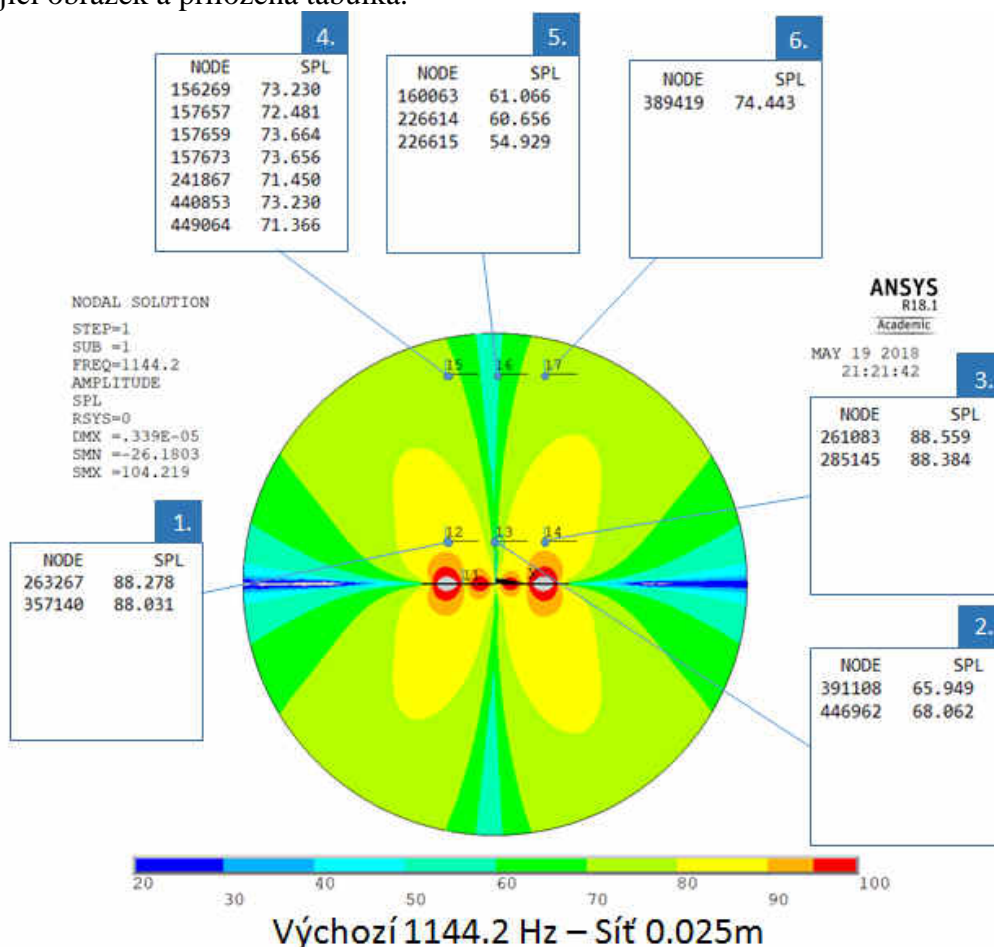
6.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ 1129 Hz

Při hodnocení výsledků bylo postupováno jako v případě předchozí kapitoly. V první řadě byl porovnán tvar vybuzený harmonickou analýzou s tvarem zjištěným při simulaci a experimentálním měření modálních vlastností. Jako vstupní frekvence je použita hodnota zjištěná při modální simulaci odlazeného materiálového modelu 1144,2 Hz.



Obrázek 53- Porovnání vybuzeného tvaru (vlevo) a vlastního tvaru modální simulace (vpravo)

Již na první pohled je zřejmé, že se jedná o totožné tvary. Na základě tohoto faktu můžeme říci, že se v našem případě harmonické analýzy jedná skutečně o vybuzený vlastní tvar kmitání. Dále byla provedena harmonická analýza, do které vstupují výše zmíněné vstupní parametry síly a tlumení. Pro základní porovnání byla zvolena velikost elementu na okraji akustického pole 0,025 m (lineární elementy FLUID30). Získané výsledky ilustruje následující obrázek a přiložená tabulka.



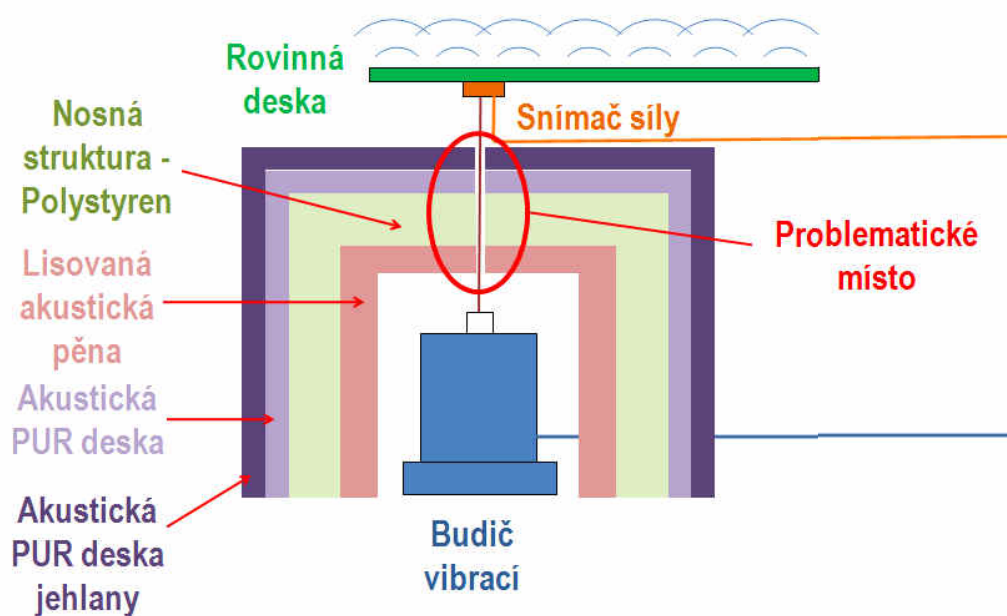
Obrázek 54 - Výsledky akustické analýzy pro frekvenci 1144,2 Hz



Provnání hladin akustického tlaku experimentu a simulace 1144,2 Hz						
	Bod 1		Bod 2		Bod 3	
	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]
Experiment	72,4		67,5		70,5	
Simulace	88,278	-15,88	65,949	1,55	88,559	-18,06
	88,031	-15,63	68,062	-0,56	88,384	-17,88
	Bod 4		Bod 5		Bod 6	
	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]
Experiment	57,3		53,6		58,4	
Simulace	73,23	-15,93	61,066	-7,47	74,443	-16,04
	72,481	-15,18	60,656	-7,06		
	73,664	-16,36	54,929	-1,33		
	73,656	-16,36				
	71,45	-14,15				
	73,23	-15,93				
	71,366	-14,07				

Tabulka 26 - Porovnání hodnot hladin akustického tlaku experimentu a simulace 1144,2 Hz

Na základě porovnání výsledků je zřejmé, že hodnoty hladiny akustického tlaku experimentálního měření neodpovídají hodnotám harmonické analýzy buzení ve vlastní frekvenci (rozdíl i 18 dB). Při snaze nalezení důvodu tohoto stavu bylo provedeno několik desítek simulací s rozdílnými vstupními hodnotami budičích sil, poměrného tlumení a také parametru odchýlení od sledované vlastní frekvence. Právě u posledního zmíněného případu byla nalezena největší podobnost výsledků pro frekvenci 1139,5 Hz při zachování ostatních vstupních parametrů. Při dalším rozboru daného problému bylo zjišťováno, jak ke stavu přelazení vlastní frekvence mohlo dojít. Odpovědí zde s největší pravděpodobností bude rozdílný stav při realizaci experimentu měření modálních vlastností a experimentu měření hluku spočívající v použití zvuko-izolačního krytu budiče vibrací. Tento se skládá z několika vrstev popsanych na Obrázek 55. V místě průchodu drátu spojujícího budič vibrací a rovinou desku byla přes tyto vrstvy vyřezána pouze úzká štěrbina, která dovoluje drátu bezproblémový pohyb v jeho ose (osa Z), omezuje ale jeho pohyby v osách X a Y. Protože je drát pevně spojen s rovinou deskou pomocí lepeného spoje, má tato skutečnost za následek nárůst tuhosti celého systému a tedy přelazení vlastních frekvencí na vyšší hodnoty. Situace přelazení vlastních frekvencí v závislosti na omezení stupňů volnosti byla zjednodušeně simulována pomocí provedení modální analýzy s omezením stupňů volnosti ve směru os X a Y v místě uchycení snímače síly. Tato okrajová podmínka byla aplikována na povrchové uzly desky právě v tomto místě. Tabulka 27 zobrazuje srovnání hodnot vlastních frekvencí v případě volné modální analýzy a analýzy s aplikací okrajové podmínky včetně zhodnocení procentuálního rozdílu. Tento rozdíl je ale pouze informativní hodnotou obecného vlivu omezení stupňů volnosti, protože v reálném případě může být situace mnohem komplikovanější a na přeladění vlastní frekvence mohou mít vliv i jiné nepostihnuté prvky experimentu. Vlivem přeladění simulované vlastní frekvence a nedokonalé postihnutí všech vlivů může mít vliv na větší odchylku následné akustické simulace.

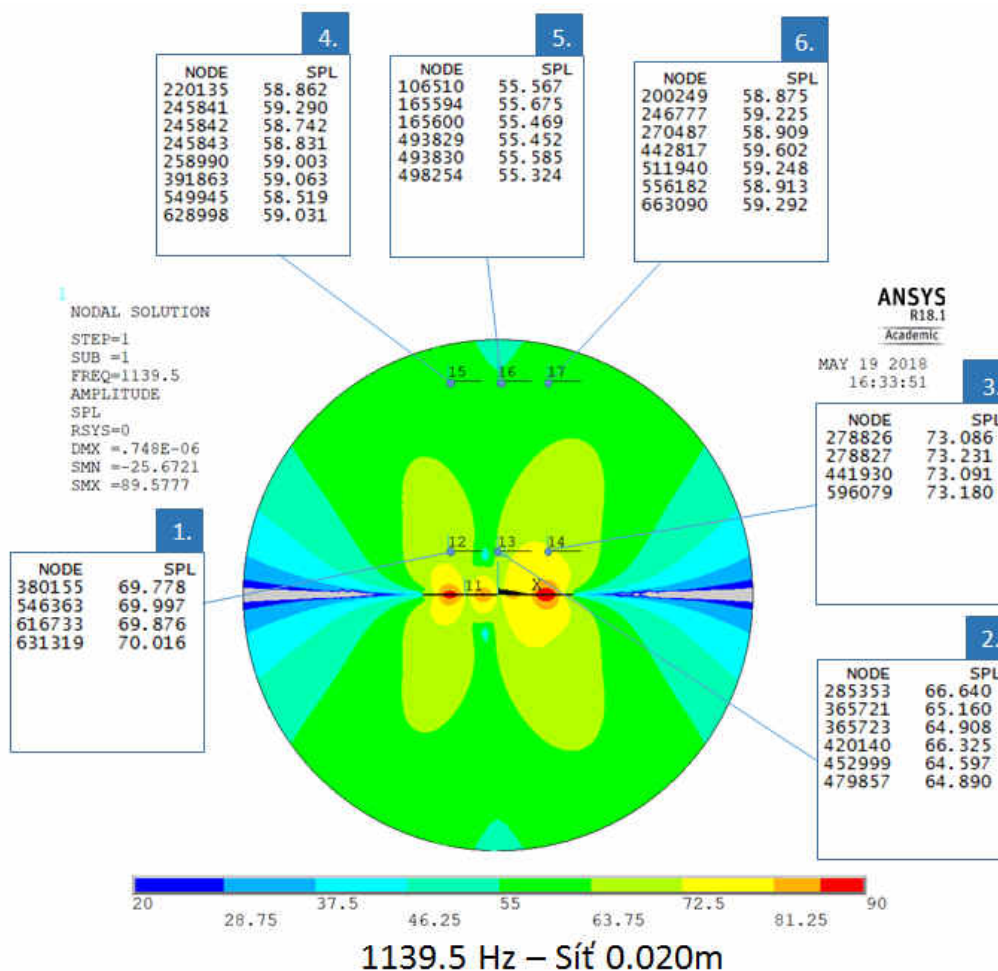


Obrázek 55 – Skladba zvuko-izolačního krytu budiče vibrací

Simulace vlivu změny tuhosti systému na vlastní frekvence			
Mód	Vlastní frekvence simulace volná [Hz]	Vlastní frekvence simulace vedení drátu [Hz]	Procentuální rozdíl [%]
1	125,7	128,16	1,96
2	171,6	176,1	2,62
3	348,3	360,19	3,41
4	372,2	384,13	3,21
5	624,5	637,37	2,06
6	631,5	643,82	1,95
7	705,8	719,22	1,90
8	723,4	746,46	3,19
9	965,2	973,21	0,83
10	973,6	984,43	1,11
11	1144,2	1151,1	0,60
12	1303,5	1331,7	2,16
13	1413,5	1435	1,52
14	1681,5	1698,6	1,02
15	1726,6	1763,7	2,15
16	1753,1	1772,8	1,12
17	1839,9	1855,6	0,85
18	1968,0	1982,6	0,74
19	2077,4	2113,3	1,73

Tabulka 27 – Simulace vlivu změny tuhosti systému na vlastní frekvence

Následující obrázek a tabulka ilustruje akustickou situaci při frekvenci 1139,5 Hz s použitím velikosti lineárního prvku na hranici akustického prostředí 0,02 m.



Obrázek 56 - Výsledky akustické analýzy pro frekvenci 1139,5Hz

Porovnání hladin akustického tlaku experimentu a simulace 1139,5 Hz 0,020 m						
	Bod 1		Bod 2		Bod 3	
	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]
Experiment	72,4		67,5		70,5	
Simulace	69,778	2,62	66,64	0,86	73,086	-2,59
	69,997	2,40	65,16	2,34	73,231	-2,73
	69,876	2,52	64,908	2,59	73,091	-2,59
	70,016	2,38	66,325	1,18	73,18	-2,68
			64,597	2,90		
			64,89	2,61		

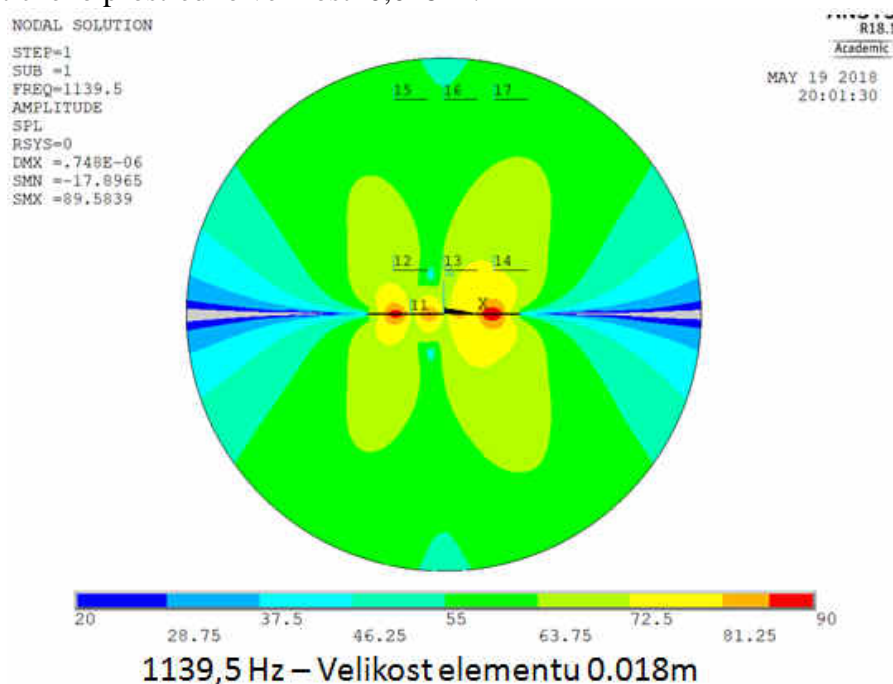
	Bod 4		Bod 5		Bod 6	
	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]
Experiment	57,3		53,6		58,4	
Simulace	58,862	-1,56	55,567	-1,97	58,875	-0,48
	59,29	-1,99	55,675	-2,07	59,225	-0,83
	58,742	-1,44	55,469	-1,87	58,909	-0,51
	58,831	-1,53	55,452	-1,85	59,602	-1,20
	59,003	-1,70	55,585	-1,98	59,248	-0,85
	59,063	-1,76	55,324	-1,72	58,913	-0,51
	58,519	-1,22			59,292	-0,89
	59,031	-1,73				

Tabulka 28 - Porovnání hodnot hladin akustického tlaku experimentu a simulace 1139,5 Hz

Na základě srovnání simulace 1139,5 Hz a experimentu 1129 Hz lze pozorovat nárůst hodnot odchylek oproti akustickým simulacím frekvence 171,8 Hz. Tento rozdíl je dán především nepostihnutelným vlivem míry omezení pohybu budícího drátu. K hodnotám experimentu by se dalo ještě více přiblížit pomocí úprav vstupních veličin simulace jako je poměrné tlumení a velikost budící síly. Tyto změny ale nemají základ v žádném experimentu, proto nebudou v této práci provedeny.

6.3.1 ANALÝZA Vlivu VELIKOSTI MKP PRVKŮ SIMULACE 1139,5 Hz

Z důvodu rozdílného předpisu maximální velikosti prvku pro frekvence (Tabulka 20) musí být analýza vlivu velikosti prvků provedena i pro frekvenci 1139,5 Hz. Následující obrázek reprezentuje v grafickém vykreslení akustickou situaci pro akustickou analýzu s prvky na hranici akustického prostředí o velikosti 0,018 m.



Obrázek 57 – Grafické rozložení hladin akustických tlaků pro velikost prvku 0,018m



Na základě srovnání s Obrázek 56 můžeme říci, že se jedná o téměř totožnou situaci rozložení hladin akustických tlaků. Následující tabulka hodnotí akustickou situaci ve vyšetřovaných bodech v porovnání s hodnotami hladin akustických tlaků experimentu.

Porovnání hladin akustic. tlaků experimentu a simulace 1139,5 Hz 0,018 m						
	Bod 1		Bod 2		Bod 3	
	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]
Experiment	72,4		67,5		70,5	
Simulace	69,915	2,48	65,992	1,51	73,145	-2,65
	70,228	2,17	66,702	0,80	73,239	-2,74
	69,677	2,72	64,69	2,81	73,342	-2,84
	69,795	2,60	64,502	3,00	73,506	-3,01
					73,083	-2,58
					73,231	-2,73
					73,573	-3,07
	Bod 4		Bod 5		Bod 6	
	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]	Hladina akustického tlaku [dB]	Odchylka [dB]
Experiment	57,3		53,6		58,4	
Simulace	58,462	-1,16	55,715	-2,11	59,349	-0,95
	58,814	-1,51	55,612	-2,01	59,698	-1,30
	58,934	-1,63	55,484	-1,88	59,68	-1,28
	59,382	-2,08	55,412	-1,81	59,629	-1,23
	58,684	-1,38	55,457	-1,86	58,662	-0,26
	58,933	-1,63	55,718	-2,12	59,048	-0,65
	58,482	-1,18			59,335	-0,94
	59,407	-2,11			58,709	-0,31
	59,169	-1,87			58,994	-0,59
	58,658	-1,36			59,381	-0,98
	59,378	-2,08			59,04	-0,64
	59,158	-1,86				
	58,937	-1,64				
	59,162	-1,86				
	58,669	-1,37				

Tabulka 29 - Porovnání hodnot hladin akustic. tlaku experimentu a simulace 1139,5 Hz, 0,018mm

Porovnání hodnot pro velikost 0,02 m a 0,018 m zjistíme maximální odchylku okolo 0,3 dB pro bod 3. To je hodnota lepší než v případě analýzy vlivu velikosti prvku pro frekvenci 172,8 Hz. Z tohoto důvodu lze považovat hustotu sítě za dostatečnou.

ZÁVĚR

Diplomová práce Hluk rovinných desek obsahuje celkem 6 kapitol věnujících se problematice hluku a vibrací. Tyto kapitoly jsou logicky seřazeny podle bodů, které je potřeba absolvovat při cestě ke splnění cílů práce (od studia problematiky k provedení potřebných technických experimentů a MKP simulací). První kapitola je věnována zvuku a jeho vlastnostem, decibelovým stupnicím a definici hluku. V této kapitole je provedeno základní vymezení akustických pojmů včetně uvedení analytických rovnic. V části 1.1.5 je zmíněna problematika ohybového vlnění, které je v největší míře zodpovědné za akustický přenos energie vibrujících struktur. V následující části je pojednáno o problematice a výpočtu akustických hladin, které jsou nejpoužívanějším nástrojem pro hodnocení akustické situace. Závěr této kapitoly je věnován nejednoznačnosti definice hluku a citlivosti lidského ucha v závislosti na frekvenci.

Druhá kapitola popisuje problematiku měření hluku. Obsahuje části věnující se popisu měřicí aparatury, kalibraci měřicí aparatury, vlastnostem okolního prostředí v různé vzdálenosti od zdroje hluku, principu měření v prostředí bezdozvukové komory, popis vlivů prostředí, měřeným veličinám a hodnoceným parametrům. Nejdůležitější část této kapitoly popisuje postup při laboratorním měření akustického tlaku, včetně popisu zpracování výsledků a stanovení nejistoty měření.

Poslední z teoreticky zaměřených kapitol je věnována akustickým simulacím pomocí numerické metody MKP. Je zde popsán maticový systém akusticko/strukturálního problému, se kterým pracuje výpočtový program použitý pro akustickou simulaci ANSYS Mechanical APDL. V další části je popsána tvorba akustické analýzy včetně uvedení možností řešení, nastavení a požadavků na konečno-prvkovou síť.

V případě harmonické analýzy rovinné desky vibrující ve vlastní frekvenci jsou vstupní hodnoty: geometrie desky, Poissonovo číslo μ , hustota ρ , modul pružnosti v tahu E , poměrné tlumení ξ a vlastní frekvence Ω . Každá z těchto zadávaných hodnot/3D těles nelze v praxi změřit s definitivní přesností a z tohoto důvodu vnáší do prováděné analýzy chybu. Dosažení co nejmenší chyby vnesené do akustické analýzy si dává za cíl kapitola 4.1 Ověření materiálových vlastností. Na základě poznatků uvedených v [1] bylo z procesu ověření materiálových vlastností vyloučeno Poissonovo číslo (velká změna Poissonova čísla vede pouze k minimálnímu rozdílu výsledků). Další postup byl směřován na ověření geometrie desky měřením, který ale nebyl provedený s vysokou přesností ($\pm 0,05\text{mm}$) v případě tloušťky desky vzhledem k její malé hodnotě. Tento stav je způsoben hned několika faktory:

1. proměnnou velikostí tloušťky desky po obvodu;
2. postihnutí pouze okrajových bodů desky z důvodu použití posuvného měřítka;
3. nerovnoměrným povrchem desky.

Z důvodu pouze pravoúhlého charakteru simulované desky bez postihnutí nerovností byla na základě naměřených hodnot zvolena tloušťka desky 2,9 mm. Skutečnost zanedbání geometrických nepřesností zcela jistě nese svůj díl na odchylce simulovaných výsledků. V další fázi byla provedena měření hmotnosti desky a výpočet ověřené hustoty.

Jako další krok v ověření materiálového modelu byl technický experiment měření modálních vlastností. V první řadě byly stanoveny parametry experimentu, mezi které patří pružné

uložení desky pomocí pružných elementů, buzení pomocí budiče vibrací a hodnocení vibrací povrchu desky pomocí bezdotykové metody laserovým interferometrem. Na rovinné desce bylo označeno celkem 45 bodů včetně asymetricky umístěné budicí síly (z důvodu dostatečné reprezentace vlastních tvarů i vyšších frekvencí). Pomocí experimentu bylo získáno celkem 17 vlastních módů a hodnoty poměrného tlumení. Následně byl vyhodnocen i graf odezvové funkce (Graf 1) na kterém si můžeme všimnout i dalších vybuděných rezonancí frekvencí, které nepatří sledované rovinné desce. Tyto s největší pravděpodobností patří budicímu systému (budič vibrací a tuhý drát).

Následně byla provedena série modálních simulací za účelem nalezení největší shody výsledků, kdy měněným parametrem simulace byla hodnota modulu pružnosti v tahu. Z důvodu eliminace zkreslení výsledků vlivem špatně zvolené velikosti elementu, byla simulována analýza vlivu velikosti prvku. Tou bylo zjištěno, že pro prvky velikosti 0,002 m a 0,003 m je rozdíl ve výsledcích menší než 0,1% což je pro tento případ hodnota dostatečná. Díky srovnávacím simulacím byl dosažen stav, který ve většině případů vlastních frekvencí dosahuje hodnot rozdílů menších než 1,5 %. Hodnota modulu pružnosti v tahu této finální simulace = 208 GPa, reprezentuje hodnotu ověřenou, která bude dále použita při akustických simulacích. Jako poslední jsou v kapitole 4 provedeny analytické výpočty základních akustických vlastností rovinné desky, včetně výpočtu kritické frekvence $f_k = 3758$ Hz.

Kapitola 5 se věnuje experimentálnímu měření hluku. Zde jsou rozepsány témata zabývající se stanovením parametru experimentu, stanovením výstupních parametrů, měřicí aparaturou, určením měřicích míst, podmínkami při měření a měření síly a hladin akustického tlaku. Důležitý je měřený parametr hluku okolí. Pro sérii 10-ti měření byla vyhodnocena nejistota výsledků $U = 4,4$ dB, což je velká hodnota způsobená proměnnými podmínkami při měření. Celkový odstup hladiny akustického tlaku pozadí od měřených hladin akustických tlaků je minimálně 18 dB pro nejnižší naměřenou hodnotu bodu 4 frekvence 1129 Hz. To je hodnota více než dostačující i v případě uvažování nejistoty výsledků. Celkem bylo provedeno 120 měření působící síly a hladin akustických tlaků. Měření hladiny akustického tlaku probíhalo v 6-ti měřicích bodech dvou výškových hladin (100 mm a 500 mm) pro dvě sledované frekvence (172 Hz a 1129 Hz). Stabilní akustické podmínky provázející měření ilustrují hodnoty nejistot výsledků, které dosahují maximálně hodnoty $U = 0,56$ dB.

V poslední kapitole práce je popsána MKP akustická analýza. Postupná tvorba probíhala podle bodů zmíněných v kapitole 3. Velikost elementů sítě konečných prvků byla definována pomocí předpisu maximální velikosti lineárního elementu na hranici akustického prostředí, která byla v první fázi výpočtů nastavena na hodnotu 0,025 m. Analýza byla nejprve provedena pro frekvenci 171,8 Hz, což je rezonanční frekvence odpovídající simulaci modálních vlastností. Před samotnou akustickou analýzou byla ještě provedena harmonická analýza buzení rovinné desky za účelem porovnání vybuděného tvaru s vlastním tvarem simulace. Porovnáním bylo zjištěno, že vybuděný tvar není podobný vlastnímu tvaru. Tuto skutečnost lze přičíst rozdílným podmínkám při simulaci modálních vlastností a měření hluku, kde byla zvětšena amplituda budiče vibrací z důvodu lepší akustické odezvy. Na vzniklou situaci má vliv i nevhodné umístění síly do jedné z os symetrie desky. Následné

akustické analýzy ale ukázaly, vysokou podobnost mezi měřeným a simulovaným stavem v podobě malých odchylek hladin akustických tlaků v měřených bodech, pohybujících se většinou okolo hodnoty 1,5 dB. Pro zjištění správné volby velikosti prvku byla následně provedena analýza vlivu velikosti MKP prvku pro velikost prvků 0,02 m a 0,018 m na hranici akustického prostředí. V případě grafického vykreslení hladin akustických tlaků ve sledovaném prostředí byla pozorována téměř totožná situace s rozdíly v oblasti nejnižších tlaků nevyšetřovaných míst. Při porovnání odchylek v měřicích bodech ale došlo k posunu odchylek pro velikost prvku 0,025 m a 0,020 m o více jak 0,5 dB. Tato zvětšená hodnota odchylky je způsobená rozdílnou hustotou sítě akustického prostředí, v místech odečítaných bodů. Uzlové body v místech nižší hustoty nepostihnou celý prostor ve voleném rozsahu měřicího bodu. Při srovnání analýz s prvky 0,02 m a 0,018 m již takové rozdíly v posunu odchylek pozorovány nejsou. Z tohoto důvodu budou pro druhou sledovanou frekvenci použity standardně prvky 0,020 m. Dále byla provedena akustická analýza v případě použití kvadratického elementu FLUID220 s velikostí prvků na hranici akustického modelu 0,05 m. Zde při srovnávání odchylek hladin akustických tlaků s lineárním prvkem 0,02 došlo k posunu odchylek v bodě s nejmenším počtem odečítaných uzlů o hodnotu 0,4 dB. Tento stav jen potvrzuje hypotézu o vlivu rozdílné hustoty sítě.

V případě simulací frekvence 1144,2 Hz byly pozorovány diametrálně odlišné výsledky hladin akustických tlaků simulace a technického experimentu (odchylka až 18 dB). Pravděpodobný důvod tohoto stavu je ale v práci popsán a ověřen experimentem a nastavení simulace korigováno posunutím frekvence mimo rezonanci na hodnotu 1139,5 Hz. Zde je možné pozorovat mnohem menší odchylku hladiny akustického tlaku (maximální okolo hodnoty 2,7 dB). Důvodem proč se uvedená situace neprojevila i u frekvence 172,8 Hz je, že se nejedná o rezonanční stav ale vynucený stav kmitání, který je mnohem méně citlivý na změnu frekvence. Vzniklá situace přeladění struktury demonstruje obrovský vliv vnějších faktorů působících na technický experiment měření hluku v rezonančních stavech. Obecně lze říci, že tato problematika ještě není zcela zvládnutá. Pro sledovanou frekvenci byla dále provedena analýza vlivu velikosti prvku. Pro srovnání byl použit prvek o velikosti 0,018. Při porovnání odchylek můžeme sledovat maximální nárůst odchylky o hodnotu 0,3 dB což je hodnota akceptovatelná.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] NOVÝ, Richard. *Hluk a chvění*. České vysoké učení technické v Praze, Praha, 2009. ISBN 978-80-01-04347-9.
- [2] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, 2005. ISBN 80-214-3060-5.
- [3] NĚMEČEK, Pavel. *Akustická diagnostika* [online]. 2009. [cit. 2017-02-15]. Dostupné z WWW: < www.kvm.tul.cz/getFile/id:1848 >.
- [4] CHVOJKA, Petr; VYROUBAL, Jiří. *Měření hlučnosti obráběcích strojů – metodika, normativy* [online pdf]. České vysoké učení technické v Praze, Praha, 2013. [cit. 2017-02-15]. Dostupné z WWW: < jis.uvssr.fme.vutbr.cz/PDF/11/Měření%20hlučnosti%20O.S.pdf >.
- [5] BOUCNÍK, Pavel. *Simulace mikrostruktury s ohledem na dosažení požadovaných vlastností odlitků* [Online]. Disertační práce, Vysoké učení technické v Brně, Brno, 2002, [cit. 2018-05-11] Dostupné z WWW: <<http://www.boucnik.cz/disertacka-kap6-htm/>>
- [6] NOVOTNÝ, Pavel. *Základy problematiky hluku a aplikace MKP při modální analýze*. Brno, Česká republika, 2016. Prednáška. Vysoké učení technické v Brně.
- [7] HORVÁTH, P.; ÉGERT, J.. *Dynamic Analysis of a One-cylinder Engine Crankshaft*. [online]. 2015. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z WWW: < https://www.researchgate.net/publication/282462725_Stress_Analysis_and_Weight_Reduction_of_a_One-Cylinder_Engine_Crankshaft?_sg=VJrLlJaVa4h0Q152shS_oL7xhhZqgYX3yatfNvIEVyat02wKQliicVbAfABLv9T2azXLHy-FHg >.
- [8] ANSYS Theory Reference. Release 15. ANSYS Inc. [online]. 2015 [cit. 2018-05-12]. Dostupné z WWW: <<https://www.scribd.com/document/256189073/ANSYS-Mechanical-APDL-Theory-Reference-15-pdf>>.
- [9] VASQUES, C.M.A., J. DIAS RODRIGUES a EDITORS. *Vibration and structural acoustics analysis current research and related technologies*. Dordrecht: Springer, 2011. ISBN 9789400717039.
- [10] ANSYS Mechanical APDL Acoustic Analysis Guide. Release 15. ANSYS Inc. [online] 2015 [cit. 2018-05-12]. Dostupné z WWW: <<https://www.scribd.com/doc/246768111/ANSYS-Mechanical-APDL-Acoustic-Analysis-Guide>>.
- [11] HLAVÁČ, Zdeněk. *Modální analýza a volné kmitání slabě tlumených lineárních kmitavých soustav* [online]. Liberec, 2015 [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <http://www.kme.zcu.cz/download/predmety/273-fst5.pdf>
- [12] SOBOTKA, Petr. *Pokročilá modální analýza* [online]. České vysoké učení technické v Praze, Praha. [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <<http://stc.fs.cvut.cz/pdf13/2608.pdf>>

- [13] SCHWARZ J. Brian, RICHARDSON H. Mark. *Experimental modal analysis* [online pdf]. Vibrant Technology, Inc. Jamestown, California 95327, 1999. Dostupné z: <http://www.maintenance.org/fileSendAction/fcType/0/fcOid/399590942963653618/filePointer/399590942964787702/fodoid/399590942964787700/28-Experimental_Modal_Analysis.pdf>.
- [14] AVM Vision [online]. [cit. 2017-02-17]. Dostupné z WWW: <<http://avmvision.eu/en/anechoic-chamber/>>.
- [15] L.K. ENGINEERING s r.o. [online]. [cit. 2017-04-11]. Dostupné z WWW: <http://www.lke.cz/sluzby_dynamika.htm>.
- [16] BRÜEL & KJAER [online]. [cit. 2017-04-20]. Dostupné z WWW: <<https://www.bksv.com/en>>.
- [17] BRÜEL & KJAER. *System data* [online pdf]. [cit. 2017-04-20]. Dostupné z WWW: <<https://www.bksv.com/media/doc/bu0228.pdf>>.
- [18] DE SILVA, Clarence. *Vibration: Fundamentals and Practice*. 1st. Boca Raton: CRC Press LLC, 1999. ISBN 0-8493-1808-4.
- [19] NOVOTNÝ, Pavel. *Základy problematiky vibrací*. Brno, Česká republika, 2016. Prednáška. Vysoké učení technické v Brně.
- [20] PAVLOŇ, M. Analýza dynamických parametrů laserových vibrometrů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2017. 88 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Zdeněk Havránek, Ph.D

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

c	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost šíření zvuku
c_o	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost zvuku ve vzduchu o teplotě 20 °C
c_L	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost šíření podélných vln v tenkých tyčích
$c_{L'}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost šíření podélných vln v deskách
c_T	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost šíření příčných vln v tyčích a deskách
c_B	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost šíření ohybových vln v tyčích
$c_{B'}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost šíření ohybových vln v deskách
E	$[\text{Pa}]$	Dynamický modul pružnosti v tahu
F	$[\text{N}]$	Síla
F_{max}	$[\text{N}]$	Maximální působící síla
F_{ef}	$[\text{N}]$	Efektivní budicí síla
f	$[\text{Hz}]$	Kmitočet (frekvence vlnění)
f_k	$[\text{Hz}]$	Kritický kmitočet rovinné desky
h	$[\text{m}]$	Charakteristický rozměr desky (tloušťka)
I	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}]$	Akustická intenzita
I_0	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}]$	Referenční hodnota akustické intenzity
I_S	$[\text{m}^4]$	Moment setrvačnosti průřezu dané tyče
K	$[\text{Pa}^{-1}]$	Modul objemové pružnosti
L_W	$[\text{dB}]$	Hladina akustického výkonu
L_p	$[\text{dB}]$	Hladina akustického tlaku
L_I	$[\text{dB}]$	Hladina akustické intenzity
m	$[\text{kg}]$	Hmotnost
m'	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}]$	Hmotnost jednotkové délky tyče
p	$[\text{Pa}]$	Akustický tlak
p_b	$[\text{Pa}]$	Barometrický tlak
p_m	$[\text{Pa}]$	Amplituda akustického tlaku
p_0	$[\text{Pa}]$	Referenční hodnota akustického tlaku
S	$[\text{m}^2]$	Plocha
T	$[\text{s}]$	Perioda
t, τ	$[\text{s}]$	Čas
u	$[\text{m}]$	Akustická výchylka
u_0	$[\text{m}]$	Amplituda akustické výchylky

V	[m ³]	Objem
v	[m·s ⁻¹]	Akustická rychlost
W	[W]	Akustický výkon
W_0	[W]	Referenční hodnota akustického výkonu
x	[m]	Vzdálenost od zdroje akustického vlnění
r	[m]	Prostorová vzdálenost bodu od počátku souřadného systému
α	[-]	Součinitel zvukové pohltivosti
λ	[m]	Vlnová délka
λ_B	[m]	Vlnová délka ohybového vlnění
μ	[-]	Poissonovo číslo
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota
ξ_i	[-]	Poměrné tlumení
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlový kmitočet
$\Delta\omega_i$	[rad·s ⁻¹]	Rozdíl spodní a horní prahové úhlové rychlosti pásma
A_j	[-]	Součinitel citlivosti jednotlivých zdrojů
\mathbf{B}	[kg·s ⁻¹]	Matice tlumení
\mathbf{B}_F	[kg·s ⁻¹]	Matice tlumení
\mathbf{F}	[N]	Vektor zatížení
\mathbf{F}_F	[N]	Vektor externího buzení
f, g	[m]	Obecné funkce popisující akustickou výchylku
i	[-]	Index měření
j	[-]	Index zdrojů nejistot
\mathbf{K}	[kg·s ⁻²]	Matice tuhosti
k	[-]	Součinitel vycházející ze zákona rozdělení
k_R	[-]	Koeficient rozšíření
\mathbf{L}	[-]	Vibroakustická spojovací matice
\mathbf{M}	[kg]	Matice hmotnosti
n	[-]	Počet měření
p	[-]	Počet zdrojů nejistot
\mathbf{q}	[m]	Vektor souřadnic
u	[-]	Standardní nejistota
u_A	[-]	Standardní nejistota typu A
u_B	[-]	Standardní nejistota typu B

u_C	[–]	Kombinovaná standardní nejistota
u_{Bzj}	[–]	Standardní nejistoty typu B jednotlivých zdrojů
U	[–]	Rozšířená nejistota
x_j	[různé]	j-tý člen vstupních veličin
y_i	[různé]	Měřená veličina při i-tém měření
\bar{y}	[různé]	Průměr veličiny y
Z_{jmax}	[různé]	Maximální odchylka způsobená j-tým zdrojem nejistoty
<i>CPB</i>		(Constant Percentage Bandwidth) - frekvenční analýza konstantní šířky pásma
<i>FDM</i>		(Finite Difference Method) - metoda sítí
<i>MKP, FEM</i>		(Finite Element Method) – metoda konečných prvků
<i>FVM</i>		(Finite Volume Method) – metoda konečných objemů
<i>BEM</i>		(Boundary Element Method) – metoda hraničních prvků
<i>SEA</i>		(Statistical Energy Analysis) – statistická energetická analýza
<i>FFT</i>		(Fast Fourier Transformation) – rychlá Fourierova transformace